

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Konstrukce pohonného systému dopravníku

2013

Martin Beneš

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Studijní program B2301 – Strojní inženýrství

Studijní obor 2301R000 Strojní inženýrství

Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukce pohonného systému dopravníku

The design of the conveyor drive system

Jméno autora: Martin Beneš

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.**

Konzultant bakalářské práce: **doc. Ing. Ludvík Prášil, CSc.**

Rozsah práce a příloh:

Počet stran: 59

Počet obrázků: 21

Počet tabulek: 11

Počet příloh: 6

Datum: 24. února 2013



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: **Martin BENEŠ**

Studijní program: **B2301 – Strojní inženýrství**

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářské práce na téma:

Konstrukce pohonného systému dopravníku

Zásady pro vypracování:

Zkonstruuje pohonný systém dopravníku, včetně převodové skříně s ozubenými koly poháněné přes spojku elektromotorem a ukončete poháněcím bubnem, před kterým je spojka. Vše uložte na rám ze svařovaných profilů. Pohonný systém musí splňovat zadané hodnoty a to zejména přenášený výkon 3,3 kW a vstupní otáčky 960 min^{-1} .

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Forma zpracování bakalářské práce:

- průvodní zpráva: cca 50 stran textu včetně obrázků
- grafické práce: množství nezbytné pro snadné pochopení látky čtenářem
výkresová dokumentace

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

Pešík, L.: *Části strojů. 1. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4

Pešík, L.: *Části strojů. 2. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2


Leinveber, J. – Vávra, P.: *Strojnické tabulky.* Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6

Databáze knihovny TUL

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.**

Konzultant bakalářské práce: **doc. Ing. Ludvík Prášil, CSc.**




prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry


Doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
děkan

V Liberci dne 7.1.2013

Platnost zadání bakalářské práce je 15 měsíců od výše uvedeného data (v uvedené lhůtě je třeba podat přihlášku ke SZZ). Termíny odevzdání bakalářské práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.



ANOTACE

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství

Bakalant: Martin Beneš

Téma práce: Konstrukce pohonného systému dopravníku
The design of the conveyor drive system

Vedoucí BP: prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.

Konzultant: doc. Ing. Ludvík Prášil, CSc.

Abstrakt:

Cílem bakalářské práce je zkonstruovat pohonný systém dopravníku, včetně převodové skříně s ozubenými koly poháněné přes spojku elektromotorem a ukončené poháněcím bubnem, před kterým je spojka. Vše je uloženo na rámu ze svařovaných profilů. Úkolem je uživateli nabídnout funkční, bezpečné a ekonomicky výhodné zařízení.

Abstract:

The aim of this bachelor thesis is to construct a conveyor drive system, including the gearbox with gears driven by an electric motor through a clutch and completed by a drive pulley, preceded by a clutch. Everything is stored on the frame of welded profiles. The task is to offer users a functional, safe and economical device.



Poděkování:

Chtěl bych poděkovat všem, kteří mi poskytovali cenné rady a připomínky při vypracování mé bakalářské práce. Rodičům děkuji za trpělivost a za jejich neustálou podporu jak morální, tak materiální během celého mého vysokoškolského studia.

Dále děkuji všem z Katedry částí a mechanismů strojů za poskytnuté zázemí a zejména vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc. za dohled nad bakalářskou prací, laskavou pomoc a vstřícné jednání. Panu doc. Ing. Ludvíku Prášilovi, CSc. děkuji za odborné konzultace a věcné připomínky.



Prohlášení:

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

V Liberci 24.února 2013

Podpis:

Martin Beneš



Obsah:

1	ÚVOD	[12]
2	PRŮZKUM POTENCIONÁLNÍCH ŘEŠENÍ	[12]
3	VLASTNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH	[14]
3.1	Výpočet a návrh elektromotoru	[14]
3.2	Výpočet a návrh převodovky	[15]
3.2.1	Stanovení převodových poměrů a počtu zubů	[15]
3.2.2	Návrh hřídelových spojek	[16]
3.2.3	Výpočet modulů	[17]
3.2.4	Výpočet průměrů hřídelí	[21]
3.2.5	Výsledné otáčky hřídelí	[21]
3.2.6	Výsledné tloušťky ozubených kol	[21]
3.2.7	Úprava osových vzdáleností ozubených kol	[22]
3.3	Pevnostní kontrola ozubení	[24]
3.4	Silové poměry	[25]
3.4.1	Výpočet vlastních sil	[26]
3.5	Návrh ložisek	[35]
3.6	Statická kontrola hřídelí	[40]
3.7	Únavová pevnost	[46]
3.8	Uložení jednotlivých prvků na hřídelích	[53]
4	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	[57]
5	ZÁVĚR	[57]
6	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	[59]



Seznam použitých zkratek a symbolů:

P_M'	[kW]	minimální výkon elektromotoru
P_M	[kW]	skutečný výkon elektromotoru
P_b	[kW]	požadovaný výkon na bubnu pásového dopravníku
η_c	[-]	celková účinnost
η	[-]	účinnosti ozubeného soukolí
n_b	[min ⁻¹]	otáčky bubnu pásového dopravníku
n_M	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru
n	[min ⁻¹]	otáčky hřídele
D_b	[m]	průměr bubnu pásového dopravníku
v_b	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost bubnu
i_c	[-]	celkový převodový poměr
i	[-]	převodový poměr
β	[°]	úhel sklonu zubů soukolí
z	[-]	počet zubů ozubeného kola
u	[-]	převodové číslo ozubeného převodu
i_{cmin}	[-]	minimální celkový převodový poměr
i_{cmax}	[-]	maximální celkový převodový poměr
M_{kM}	[Nm]	krouťící moment na hřídeli motoru
M_k	[Nm]	krouťící moment na hřídeli
M_V	[Nm]	výpočtový moment spojky
M_t	[Nm]	jmenovitý krouťící moment
M_{max}	[Nm]	maximální krouťící moment
m_n	[mm]	normálový modul soukolí
f_p	[-]	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení
σ_{FP}	[MPa]	přípustné napětí v ohybu
σ_{Flimb1}	[MPa]	mez únavy v ohybu materiálu pastorku
σ_{Flimb1}^0	[MPa]	mez únavy v ohybu odpovídající bázevému počtu zatěžovacích cyklů
K_F	[-]	součinitel přidavných zatížení
K_A	[-]	součinitel vnějších dynamických sil



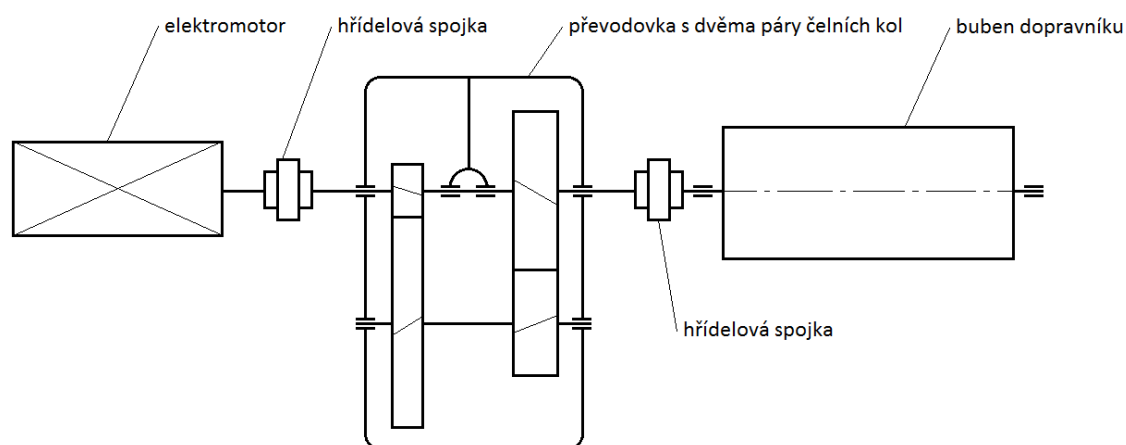
$K_{H\beta}$	[-]	součinitel nerovnosti zatížení zubů po šířce
b_{wF}/m_n	[-]	poměrná šířka ozubení ke střednímu modulu
f_H	[-]	pomocný součinitel pro výpočet rozteče
σ_{HP}	[MPa]	přípustné napětí v dotyku
σ_{Flimb1}	[MPa]	mez únavy v dotyku materiálu pastorku
σ_{Flimb1}^0	[MPa]	mez únavy v dotyku odpovídající bazovému počtu zatěžovacích cyklů
b_{wH}/d_1	[-]	poměrná šířka ozubení ke střednímu průměru
d	[mm]	průměr hřídele
D	[mm]	průměr roztečné kružnice ozubených kola
τ_d	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
b	[MPa]	tloušťka ozubeného kola
a_t	[mm]	osová vzdálenost ozubeného soukolí
a_{tw}	[mm]	výsledná osová vzdálenost dle ČSN 03 1014
α_t	[°]	úhel záběru v čelní rovině
α_{tw}	[°]	úhel záběru v čelní rovině valivý
x	[mm]	posunutí profilu nástroje
d_w	[mm]	průměr valivé kružnice ozubeného kola
F_T	[N]	síla do tečného směru ozubeného kola
F_A	[N]	síla do axiálního směru ozubeného kola
F_R	[N]	radiální složka normálové síly ozubeného kola
R_T	[N]	reakce v tečném směru
R_A	[N]	reakce v axiálním směru
R_R	[N]	reakce v radiálním směru
C_r	[kN]	dynamická únosnost
L_h	[hod]	životnost
σ_{DO}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
R_e	[MPa]	mez kluzu
W_O	[mm ³]	modul průřezu v ohybu



W_k	$[\text{mm}^3]$	modul průřezu v krutu
M_o	$[\text{Nm}]$	ohybový moment
σ_o	$[\text{MPa}]$	ohybové napětí
τ_k	$[\text{MPa}]$	smykové napětí
ε_{vo}	$[-]$	součinitel velikosti součásti
η_{po}	$[-]$	součinitel povrchu součásti
β_o	$[-]$	součinitel vrubu
$\sigma_{co(-1)}^*$	$[\text{MPa}]$	mez únavy
K_σ	$[-]$	bezpečnost v ohybu
K_τ	$[-]$	bezpečnost v krutu
K	$[-]$	dynamická bezpečnost
p	$[\text{MPa}]$	tlak na bocích pera a drážek hřídele a náboj

1 Úvod:

Cílem této bakalářské práce je konstrukce pohonného systému pásového dopravníku určeného pro přepravu kusových výrobků, včetně převodové skříně s ozubenými koly poháněné přes spojku elektromotorem a ukončené poháněcím bubnem, před kterým je spojka. Vše je uloženo na rám ze svařovaných profilů. Pohonný systém musí splňovat zadané hodnoty a to zejména výkon přenášený na bubnu $3,3 \text{ kW}$ a vstupní otáčky 960 min^{-1} . Dále průměr bubnu D_b 360 mm a obvodovou rychlost bubnu v_b $1,15 \text{ m.s}^{-1}$. Životnost je L_h 20000hod , počet vyrobených pohonných jednotek za rok je N 50 ks/rok .



Obr. 1.1 Schéma pohonného systému pásového dopravníku

2 Průzkum potencionálních řešení:

Pásové dopravníky jsou určeny převážně k přepravě kusových či sypkých výrobků různých vlastností. Jsou vhodné jak k samostatnému použití, tak pro zástavbu do větších dopravních celků, popř. výrobních a montážních linek. Vyznačují se lehkou a pevnou konstrukcí z eloxovaných hliníkových profilů, moderním designem a velkou variabilitou provedení.

Pásové dopravníky dělíme do specifických skupin:

- Standardní pásové dopravníky
- Dopravníky s pohonem uvnitř bubnu
- Pásové dopravníky MINI 24 V

Technické řešení pohonu standardního pásového dopravníku:

Pohon je tvořený kompaktní jednotkou, skládající se z třífázového asynchronního elektromotoru a šnekové převodovky, popřípadě pohon doplněný o vložený převod s ozubeným řemenem. U větších zatížení se používá kuželočelní převodovky.



Obr 2.1 Standardního pásového dopravníku

Technické řešení pohonu pásového dopravníku s pohonem uvnitř bubnu:

Pohon je tvořený vlastním hnacím bubnem, skládajícím se z jednofázového nebo třífázového asynchronního elektromotoru a planetové převodovky.



Obr 2.2 Pásový dopravník s pohonem uvnitř bubnu

Technické řešení pohonu standardního dopravníku MINI 24 V:

Pohon je tvořený kompaktní jednotkou, skládající se z elektromotoru 24 V DC a planetové převodovky. Pohon je uložen uvnitř dopravníku.



Obr 2.3 Standardní dopravník MINI 24 V



3 Vlastní konstrukční návrh:

3.1 Výpočet a návrh elektromotoru:

- minimální výkon elektromotoru $P_M' = \frac{P_b}{\eta_c} = \frac{3,3}{0,96} = 3,44 kW$

kde: P_b ...požadovaný výkon na bubnu pásového dopravníku
 η_c ...celková účinnost

- celková účinnost $\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} = 0,98 \cdot 0,98 = 0,96$

kde: η_{12} ...účinnost soukolí 1,2
 η_{34} ...účinnost soukolí 3,4
 $\eta_{12} = \eta_{34} = 0,98$

- otáčky bubnu $n_b = \frac{60 \cdot v_b}{\pi \cdot D_b} = \frac{60 \cdot 1,15}{\pi \cdot 0,36} = 61 \text{ min}^{-1}$

kde: v_b ...obvodová rychlost bubnu pásového dopravníku
 D_b ...průměr bubnu pásového dopravníku

- celkový převodový poměr $i_c = \frac{n_M}{n_b}$

- kde: n_M ...otáčky elektromotoru
 n_b ...otáčky bubnu pásového dopravníku

Tab. 3.1 Volba elektromotoru

	AP 112M-2s	AP 112M-4	AP 132S-6	AP 132M-8
n_M	2900	1440	960	715
n_b	61	61	61	61
$i_c = i_{př}$	47,54	23,60	15,74	11,72

Volím šestipólový elektromotor typ 4AP132S-6



Parametry elektromotoru:

Výkon elektromotoru $P_M = 4\text{kW}$

Otáčky elektromotoru $n_M = 960\text{ min}^{-1}$

3.2 Výpočet a návrh převodovky:

3.2.1 Stanovení převodových poměrů a počtu zubů:

Volím převodový poměr prvního soukolí a dopočítám převodový poměr pro soukolí druhé:

$$i_c = i_{pr} = 15,74$$

$$i_{12}' = 4,8 \Rightarrow i_{34}' = \frac{15,74}{4,8} = 3,3$$

Zvoleno:

Převodový poměr prvního soukolí: $i_{12} = 4,8$

Převodový poměr druhého soukolí: $i_{34} = 3,3$

Úhel sklonu zubů prvního soukolí: $\beta_{12} = 12^\circ$

Úhel sklonu zubů druhého soukolí: $\beta_{34} = 9^\circ$

Počty zubů:

$$z_1 = 23$$

$$z_2' = z_1 \cdot i_{12} = 23 \cdot 4,8 = 110,4 \Rightarrow z_2 = 110$$

$$z_3 = 16$$

$$z_4' = z_3 \cdot i_{34} = 16 \cdot 3,3 = 52,8 \Rightarrow z_4 = 51$$



$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{110}{23} = 4,78$$

$$u_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{51}{16} = 3,19$$

$$i_c = u_{12} \cdot u_{34} = 4,78 \cdot 3,19 = 15,24$$

Přípustné odchylky skutečného převodového čísla jsou $\pm 4\%$ z čehož jsou meze:

$$i_{c \min} = i_c \cdot 0,96 = 15,24 \cdot 0,96 = 15,11$$

$$i_{c \max} = i_c \cdot 1,04 = 15,24 \cdot 1,04 = 16,37$$

Převod vyhovuje mezím $\pm 4\%$

3.2.2 Návrh hřídelových spojek

Je nutno navrhnout spojku na vstupním i výstupním hřídeli převodovky – spojka na vstupním hřídeli bude spojka pružná a spojka na výstupním hřídeli převodovky bude spojka zubová.

Výpočet kroutících momentů na jednotlivých hřídelích:

- hřídel 1 (kroutící moment je shodný s kroutícím momentem na hřídeli motoru):

$$M_{kM} = M_{k1} = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P_M}{n_M} = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{4}{960} = \underline{39,8 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

- hřídel 2 (předlokový hřídel):

$$M_{k2} = M_{kM} \cdot u_{12} \cdot \eta_{12} = 39,8 \cdot 4,78 \cdot 0,98 = \underline{186,44 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

- hřídel 3 (kroutící moment je shodný s momentem na bubnu pásového dopravníku):

$$M_{k3} = M_{kM} \cdot u_{12} \cdot u_{34} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} = 39,8 \cdot 4,78 \cdot 3,19 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = \underline{582,85 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Výpočet pružné spojky:

- výpočtový moment spojky:

$$M_V = k \cdot M_{kM} = 1,6 \cdot 39,8 = \underline{63,68 \text{ N} \cdot \text{m}}$$



- volím pružnou spojku **GE-T 25/38 AB**, dle firmy T.E.A TECHNIK s.r.o.

Jmenovitý kroutící moment: $M_t = 95 \text{ N} \cdot \text{m}$

Maximální kroutící moment: $M_{max} = 190 \text{ N} \cdot \text{m}$

Výpočet zubové spojky:

- výpočtový moment spojky:

$$M_v = k \cdot M_{k3} = 1,6 \cdot 582,85 = \underline{932,56 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

- volím zubovou spojku **GFA-40NN**, dle firmy T.E.A TECHNIK s.r.o.

Jmenovitý kroutící moment: $M_t = 1250 \text{ N} \cdot \text{m}$

Maximální kroutící moment: $M_{max} = 3125 \text{ N} \cdot \text{m}$

3.2.3 Výpočet modulů

Výpočet modulu prvního soukolí:

Namáhání na ohyb:

$$m_{n12} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k1}}{(b_{wF} / m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FD}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 39,79}{14 \cdot 23 \cdot 420}} = 1,27 \text{ mm}$$

Kde:

$f_p = 18$ pro kalená ozubená kola - pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení

$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$ - přípustné napětí v ohybu

$\sigma_{Flimb1} = \sigma_{Flimb1}^0 = 700 \text{ MPa}$ - mez únavy v ohybu materiálu pastorku

$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,2 = 1,2$ - součinitel přídatných zatížení

- součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$ pro převodovku hnanou elektromotorem s pracovním strojem pásovým dopravníkem (tab. 3.2.3.1, 3.2.3.2, 3.2.3.3)



tab. 3.2.3.1 Orientační hodnoty součinitele K_A pro vliv vnějších dynamických sil

Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem			
	plynulé	s malou nerovno- měrností	se střední nerovno- měrností	s velkou nerovno- měrností
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,50	1,75	2,0
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25

tab. 3.2.3.2 Příklady pracovních strojů s různým charakterem zatěžování převodovky

Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
plynulé	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty
s malou nerovnoměrností	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo
se střední nerovnoměrností	hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák, napáječka, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo,
s velkou nerovnoměrností	lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná soustava, briketovací lis, hnětací stroj

tab. 3.2.3.3 Příklady hnacích strojů s různým charakterem zatěžování převodovky

Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje
plynulé	elektromotor, parní turbina, plynová turbina
s malou nerovnoměrností	hydromotor, parní turbina, plynová turbina
se střední nerovnoměrností	víceválcový spalovací motor
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor

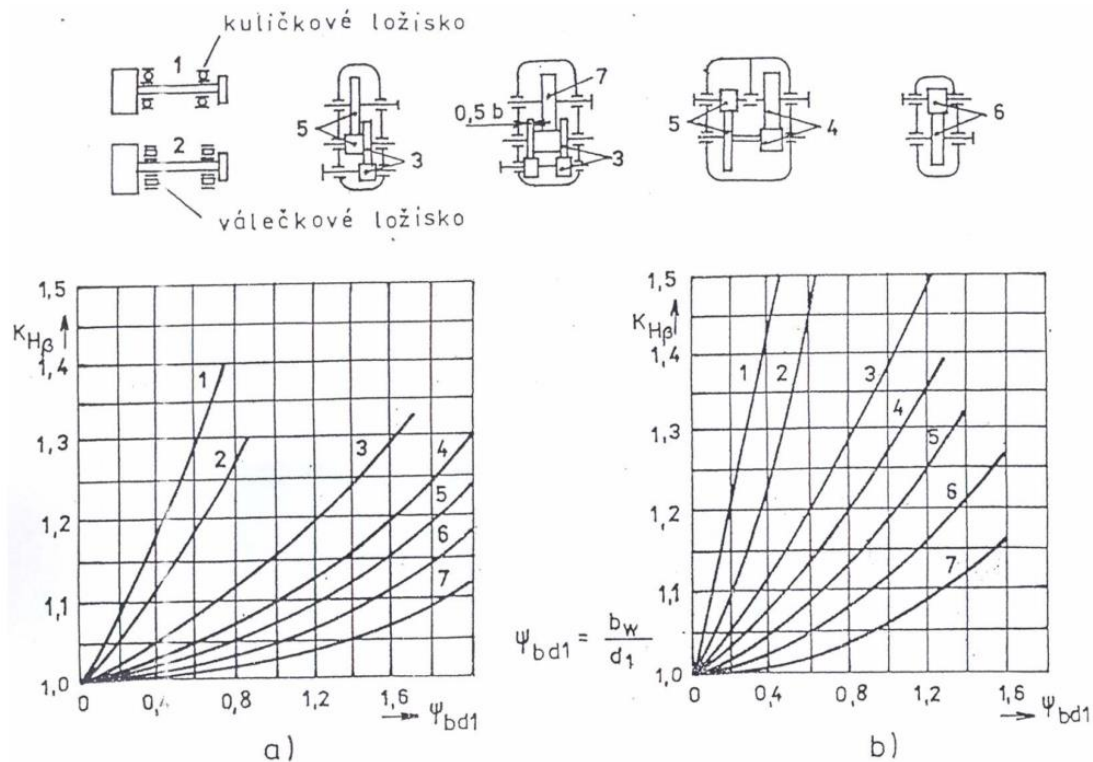


- součinitel nerovnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta} = 1,2$ (obr. 3.2.3.1)

obr. 3.2.3.1 Schéma a diagramy pro stanovení orientačních hodnot $K_{H\beta}$

a) tvrdost boku zubů pastorku nebo kola $VHV \leq 350$ HV

b) tvrdost boku zubů pastorku nebo kola $VHV > 350$ HV



- poměrná šířka ozubení ke střednímu modulu $(\frac{b_{wF}}{m_n}) = 14$ (tab. 3.2.3.4)

tab. 3.2.3.4 Doporučené hodnoty $(\frac{b_{wF}}{m_n})$ a $(\frac{b_{wH}}{d_1})$ pro oboustranně uložená soukolí

	$(b_{wH}/d_1)_{\max}$	b_{wF}/m_n			
		u			
		1	2	4	8
obě kola normalizačně žíhaná	1,6	51 až 96	46 až 88	40 až 80	35 až 72
obě kola zušlechtěná	1,4	45 až 84	41 až 77	35 až 70	31 až 63
pastorek povrchově tvrzený (s výjimkou nitridace), kolo povrchově netvrzené	1,4	31 až 55	28 až 50	24 až 45	21 až 40
obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)	1,1	17 až 26	15 až 23	13 až 20	11 až 18
obě kola nitridovaná	0,8	19 až 32	17 až 28	15 až 25	13 až 21



Namáhání na dotyk:

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{(b_{wH} / d_1) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 39,79}{1,1 \cdot 1016^2} \cdot \frac{4,78 + 1}{4,78}} = 25,56 \text{ mm}$$

Kde:

$f_H = 690$ pro šikmé zuby - pomocný součinitel pro výpočet rozteče

$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,8 \cdot 1270 = 1016 \text{ MPa}$ - přípustné napětí v dotyku

$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim1}^0 = 1270 \text{ MPa}$ - mez únavy v dotyku pro materiál ČSN 14 220

$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,2 = 1,2$ - součinitel přidavných zatížení

- součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$ pro převodovku hnanou elektromotorem (tab. 3.2.3.1, 3.2.3.2, 3.2.3.3)
- součinitel nerovnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta} = 1,2$ (obr. 3.2.3.1)
- poměrná šířka ozubení ke střednímu průměru $(\frac{b_{wH}}{d_1}) = 1,1$ (tab. 3.2.3.4)

$$m_{n12} = \frac{d_1 \cdot \cos \beta_{12}}{z_1} = \frac{25,56 \cdot \cos 12^\circ}{23} = 1,087 \text{ mm}$$

Volím dle ČSN 01 4608 – $m_{n12} = 1.25 \text{ mm}$

Stejným způsobem výpočet modulu druhého soukolí:

Namáhání na ohyb:

$$m_{n34} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k2}}{(b_{wF} / m_n) \cdot z_3 \cdot \sigma_{FD}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 198,12}{23 \cdot 16 \cdot 420}} = 2,08 \text{ mm}$$



Namáhání na dotyk:

$$d_3 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{(b_{wH} / d_1) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_{34} + 1}{u_{34}}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 186,39}{1,1 \cdot 1016^2} \cdot \frac{3,19 + 1}{3,19}} = 43,97 \text{ mm}$$

$$m_{n34} = \frac{d_3 \cdot \cos \beta_{34}}{z_3} = \frac{43,97 \cdot \cos 9^\circ}{16} = 2,7 \text{ mm}$$

Volím dle ČSN 01 4608 – $m_{n34} = 2,5 \text{ mm}$

3.2.4 Výpočet průměrů hřídelů:

Průměry hřídelů:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{dI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 39,79 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 20,08 \cong 20 \text{ mm}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{dII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 186,39 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 30,04 \cong 30 \text{ mm}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k3}}{\pi \cdot \tau_{dIII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 582,7 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 39,01 \cong 40 \text{ mm}$$

3.2.5 Výsledné otáčky hřídelů:

$$n_1 = n_M = 960 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{960}{4,8} = 200 \text{ min}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{34}} = \frac{200}{3,3} = 60,6 \text{ min}^{-1}$$

3.2.6 Výsledné tloušťky ozubených kol:

$$b_{wF} / m_{n12} = 14 \quad - \text{poměrná šířka ozubení ke střednímu modulu prvního soukolí}$$

$$b_{wF} / m_{n34} = 23 \quad - \text{poměrná šířka ozubení ke střednímu modulu druhého soukolí}$$



$$b_1 = b_2 + m_{n12} = 17,5 + 1,25 = 18,75 \text{ mm} \cong 19 \text{ mm} \quad - \text{tloušťka prvního ozubeného kola}$$

$$b_2 = b_{wF} / m_{n12} \cdot m_{n12} = 14 \cdot 1,25 = 17,5 \text{ mm} \quad - \text{tloušťka druhého ozubeného kola}$$

$$b_3 = b_4 + m_{n34} = 57,5 + 2,5 = 60 \text{ mm} \quad - \text{tloušťka třetího ozubeného kola}$$

$$b_4 = b_{wF} / m_{n34} \cdot m_{n34} = 23 \cdot 2,5 = 57,5 \text{ mm} \quad - \text{tloušťka čtvrtého ozubeného kola}$$

Roztečné kružnice:

$$D_1 = \frac{m_{n12} \cdot z_1}{\cos \beta_{12}} = \frac{1,25 \cdot 23}{\cos 12^\circ} = 29,4 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{m_{n12} \cdot z_2}{\cos \beta_{12}} = \frac{1,25 \cdot 110}{\cos 12^\circ} = 141 \text{ mm}$$

$$D_3 = \frac{m_{n34} \cdot z_3}{\cos \beta_{34}} = \frac{2,5 \cdot 16}{\cos 9^\circ} = 40,5 \text{ mm}$$

$$D_4 = \frac{m_{n34} \cdot z_4}{\cos \beta_{34}} = \frac{2,5 \cdot 51}{\cos 9^\circ} = 129 \text{ mm}$$

3.2.7 Úprava osových vzdáleností ozubených kol:

Osové vzdálenosti vycházejí jako necelá čísla, pro možnost výroby se však tyto vzdálenosti zaokrouhlují na vzdálenosti, které určuje norma ČSN 03 1014. Úpravy osových vzdáleností a_t na zvolené osové vzdálenosti a_{tw} se provedou korekcí ozubení.

první soukolí:

osová vzdálenost:

$$a_{12} = \frac{m_{12}}{2 \cdot \cos \beta} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{1,25}{2 \cdot \cos 12^\circ} \cdot (23 + 110) = 84,98 \text{ mm}$$

Dle ČSN 03 1014 : $a_{tw} = 85 \text{ mm}$



úhel záběru v čelní rovině:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12^\circ} = 0.3721 \Rightarrow \alpha_t = 20^\circ 24'$$

úhel záběru v čelní rovině valivý:

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a_t}{a_{tw}} \cdot \cos \alpha_t = \frac{84.98}{85} \cdot \cos 20^\circ 24' = 0.93706 \Rightarrow \alpha_{tw} = 20^\circ 26'$$

suma posunutí profilu nástroje:

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) = \frac{23 + 110}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} \cdot (0.015930 - 0.015850) = 0.01436142$$

involuty odečteny z tabulky involut

druhé soukolí:

osová vzdálenost:

$$a_{t34} = \frac{m_{34}}{2 \cdot \cos \beta} \cdot (z_3 + z_4) = \frac{2.5}{2 \cdot \cos 9^\circ} \cdot (16 + 51) = 84.79 \text{ mm}$$

Dle ČSN 03 1014 : $a_{tw} = 85 \text{ mm}$

úhel záběru v čelní rovině:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 9^\circ} = 0.368507 \Rightarrow \alpha_t = 20^\circ 13'$$

úhel záběru v čelní rovině valivý:

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a_t}{a_{tw}} \cdot \cos \alpha_t = \frac{84.79}{85} \cdot \cos 20^\circ 13' = 0.9360742 \Rightarrow \alpha_{tw} = 20^\circ 35'$$

suma posunutí profilu nástroje:

$$x_1 + x_2 = \frac{z_3 + z_4}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) = \frac{16 + 51}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} \cdot (0.016296 - 0.015411) = 0.08314959$$

involuty odečteny z tabulky involut



3.3 Pevnostní kontrola ozubení:

Soukolí 1,2:

Kontrola ozubení dle ISO 6336

		Roz.	kolo 1	kolo 2	jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹	kolo 1	kolo 2
z_1	23	d	29,39229	140,5718	σ_{Flim}	700	700
z_2	110	d_a	31,89226	143,1077	σ_{Hlim}	1270	1270
m_n	1,25	d_f	26,26729	137,4827	Y_{Fa}	2,648161	2,172123
x_1	0	d_b	27,54702	131,7466	Y_{sa}	1,588316	1,81607
x_2	0,014361	d_W	29,3985	140,6015	Y_ϵ	0,681681	0,681681
α_n	20	h_a	1,249986	1,267938	Y_β	0,912935	0,912935
β	12	h_f	1,5625	1,544548	F_β	11	13
a_W	85	h	2,812486	2,812486	$Y_{N.X}$	1	1
b_1	19	s_n	1,963495	1,976563	Z_H	2,447605	2,447605
b_2	17,5	s_t	2,007361	2,020721	Z_E	189,8	189,8
P	4	v_n	1,963495	1,950428	Z_ϵ	0,788306	0,788306
n_1	960	v_t	2,007361	1,994001	Z_β	0,989013	0,989013
M_{k1}	39788,74	α_W	20,44278		Z_B	1	1
v	1,477418				$Z_{R.T}$	1	1
u	4,782609				K_A	1,1	1,1

Kontrolní rozměry

	1	2					
h_k	0,934458	0,95031			$K_{F\alpha}$	1	1
s_k	1,73381	1,73381	konst. tloušťka		$K_{F\beta}$	1,168638	1,166092
z'	3	13			$K_{H\alpha}$	1	1
M/z	9,654276	48,19043	přes zuby		$K_{H\beta}$	1,2	1,2
d	1,845082	1,845082			S_F	1,704031	1,677156
M/d	31,06376	142,3344	přes kuličky		S_H	1,169051	1,169051



Soukolí 3,4:

Kontrola ozubení dle ISO 6336

			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
		Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	16	d	40,49861	129,0893	σ_{Flim}	700	700
z_2	51	d_a	45,49495	134,5014	σ_{Hlim}	1270	1270
m_n	2,5	d_f	34,24861	123,2551	Y_{Fa}	2,985535	2,269803
x_1	0	d_b	38,00053	121,1267	Y_{sa}	1,51691	1,742135
x_2	0,08315	d_W	40,59701	129,403	Y_ϵ	0,712699	0,712699
α_n	20	h_a	2,498171	2,706045	Y_β	0,925	0,925
β	9	h_f	3,125	2,917126	F_β	13	15
a_W	85	h	5,623171	5,623171	$Y_{N,X}$	1	1
b_1	60	s_n	3,926991	4,078311	Z_H	2,444778	2,444778
b_2	57,5	s_t	3,975941	4,129147	Z_E	189,8	189,8
P	3,92	v_n	3,926991	3,775671	Z_ϵ	0,794077	0,794077
n_1	200	v_t	3,975941	3,822735	Z_β	0,993825	0,993825
M_{k1}	187166,2	α_W	20,6028		Z_B	1	1
v	0,4241				$Z_{R,T}$	1	1
u	3,1875				K_A	1,1	1,1

Kontrolní rozměry

	1	2					
h_k	1,867116	2,050674			$K_{F\alpha}$	1	1
s_k	3,46762	3,46762	konst. tloušťka		$K_{F\beta}$	1,615369	1,611977
z'	2	6			$K_{H\alpha}$	1	1
M/z	11,65088	42,584	přes zuby		$K_{H\beta}$	1,69676	1,69676
d	3,690164	3,690164			S_F	2,113182	2,324228
M/d	44,07027	133,0755	přes kuličky		S_H	1,104363	1,104363

3.4 Silové poměry:

Silové poměry v ozubení se řeší na valivých kružnicích:

$$d_{w1} = 29.4mm$$

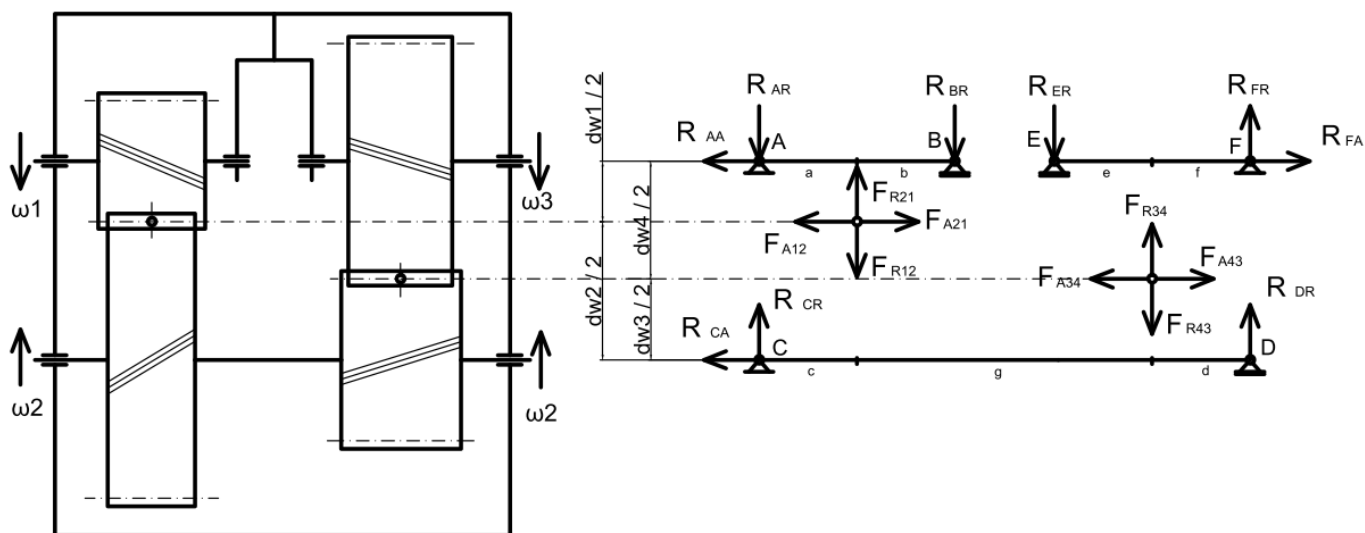
$$d_{w2} = 140.6mm$$

$$d_{w3} = 40.6mm$$

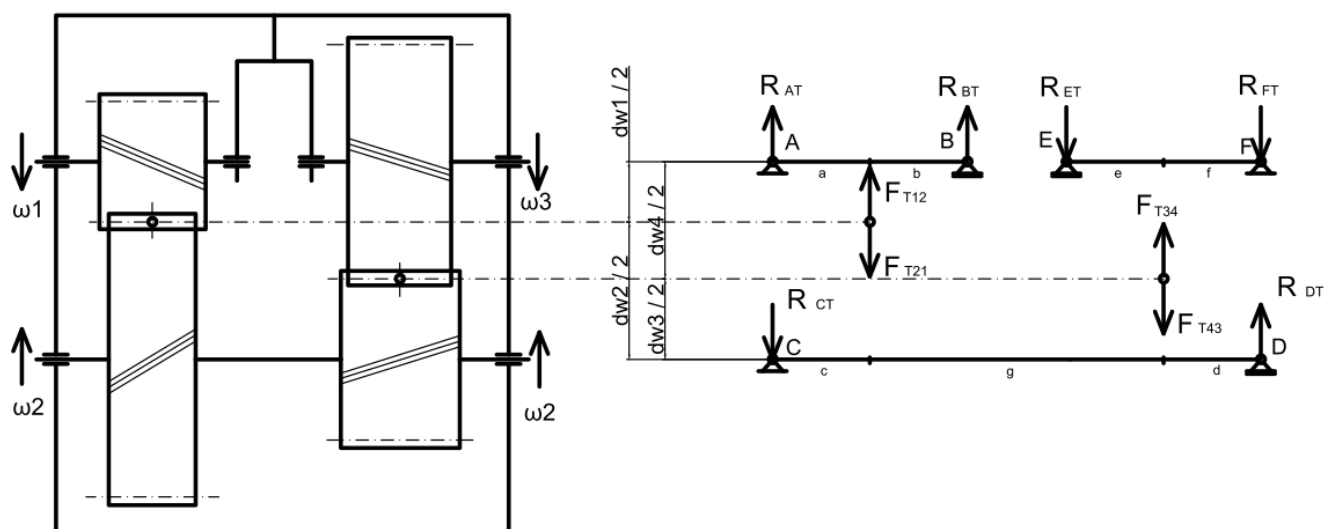
$$d_{w4} = 129.4mm$$

3.4.1 Výpočet vlastních sil: :

Obr.3.4.1.1 rovina radiálních a axiálních sil:



Obr.3.4.1.2 rovina tečných sil:



Soukolí 1,2:

$$\beta_w = \arctan \left(\tan \beta \cdot \frac{d_{w1}}{d_1} \right) = \arctan \left(\tan 12^\circ \cdot \frac{29,4}{29,39} \right) = 12,004^\circ$$

$$\alpha_{nw} = \arctan (\cos \beta_w \cdot \tan \alpha_{tw}) = \arctan (\cos 12,004^\circ \cdot \tan 20,43^\circ) = 20^\circ 01'$$

síla do tečného směru ozubeného kola:

$$F_{T21} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 39790}{29.4} = 2706.8 N$$

radiální složka normálové síly ozubeného kola:

$$F_{R21} = F_{T21} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nw}}{\cos \beta_w} = 2706.8 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20.022}{\cos 12.004} = 1008.4 N$$

síla do axiálního směru ozubeného kola:

$$F_{A21} = F_{T21} \cdot \operatorname{tg} \beta = 2706.8 \cdot \operatorname{tg} 12 = 575.35 N$$

Soukolí 3,4:

$$\beta_w = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\operatorname{tg} \beta \cdot \frac{d_{w3}}{d_3} \right) = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\operatorname{tg} 9 \cdot \frac{40,6}{40,597} \right) = 9.0007^\circ$$

$$\alpha_{nw} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} (\cos \beta_w \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}) = \operatorname{arc} \operatorname{tg} (\cos 9.0007 \cdot \operatorname{tg} 20,58) = 20^\circ 21'$$

síla do tečného směru ozubeného kola:

$$F_{T43} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 186390}{40.6} = 9181.8 N$$

radiální složka normálové síly ozubeného kola:

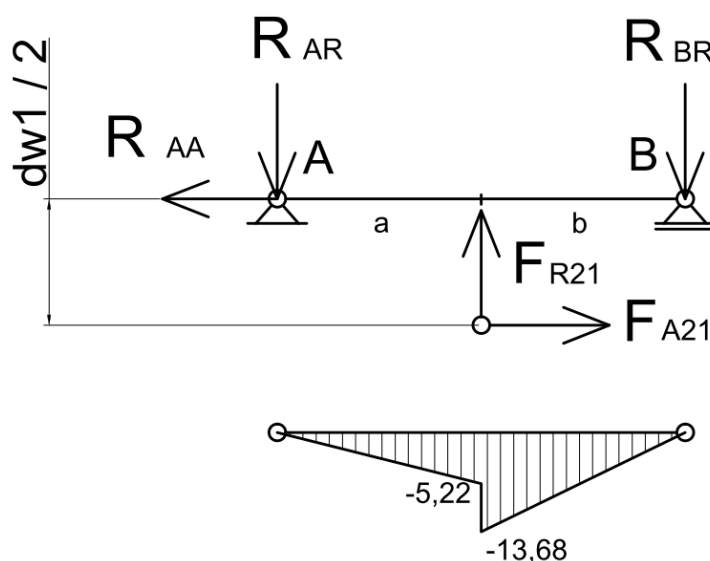
$$F_{R43} = F_{T43} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nw}}{\cos \beta_w} = 9181.8 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ 21'}{\cos 9.0007^\circ} = 3448 N$$

síla do axiálního směru ozubeného kola:

$$F_{A43} = F_{T43} \cdot \operatorname{tg} \beta = 9181.8 \cdot \operatorname{tg} 9 = 1454.3 N$$

Výpočet jednotlivých reakcí v rovině radiálních a axiálních sil pro hřídel č. 1:

Obr.3.4.1.3 Hřídel č. 1 v rovině radiálních a axiálních sil:





$$x: F_{A21} - R_{AA} = 0$$

$$y: F_{R21} - R_{AR} - R_{BR} = 0$$

$$M_{OA}: F_{R21} \cdot a + F_{A21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - R_{BR} \cdot (a + b) = 0$$

$$R_{AA} = F_{A21} = 575,35N$$

$$R_{BR} = \frac{F_{R21} \cdot a + F_{A21} \cdot \frac{d_{w1}}{2}}{a + b} = \frac{F_{R21} \cdot a + F_{A21} \cdot \frac{d_{w1}}{2}}{a + b} = \frac{1008,4 \cdot 18,75 + 575,35 \cdot \frac{29,4}{2}}{18,75 + 18,75} = 729,74N$$

$$R_{AR} = F_{R21} - R_{BR} = 1008,4 - 729,74 = 278,66N$$

$$x \in \langle 0; a \rangle$$

$$M_{o(x)} = -R_{AR} \cdot x$$

$$M_{o(a)} = -R_{AR} \cdot a = -278,66 \cdot 0,01875 = -5,22Nm$$

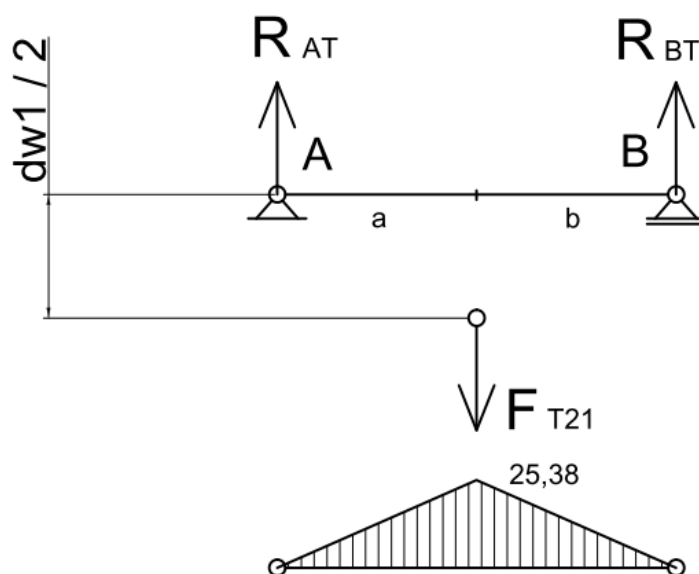
$$\bar{x} \in \langle 0; b \rangle$$

$$M_{o(\bar{x})} = -R_{BR} \cdot \bar{x}$$

$$M_{o(b)} = -R_{BR} \cdot b = -729,74 \cdot 0,01875 = -13,68Nm$$

Výpočet jednotlivých reakcí v rovině tečných sil pro hřídel č. 1:

Obr.3.4.1.4 Hřídel č. 1 v rovině tečných sil:



$$y: R_{AT} - F_{T21} + R_{BT} = 0$$

$$M_{OA}: R_{BT} \cdot (a + b) - F_{T21} \cdot a = 0$$

$$R_{BT} = \frac{F_{T21} \cdot a}{a + b} = \frac{2706,8 \cdot 18,75}{18,75 + 18,75} = 1353,4N$$

$$R_{AT} = F_{T21} - R_{BT} = 2706,8 - 1353,4 = 1353,4N$$

$$x \in \langle 0; a \rangle$$

$$M_{o(x)} = R_{AT} \cdot x$$

$$M_{o(a)} = R_{AT} \cdot a = 1353,4 \cdot 0,01875 = 25,38Nm$$

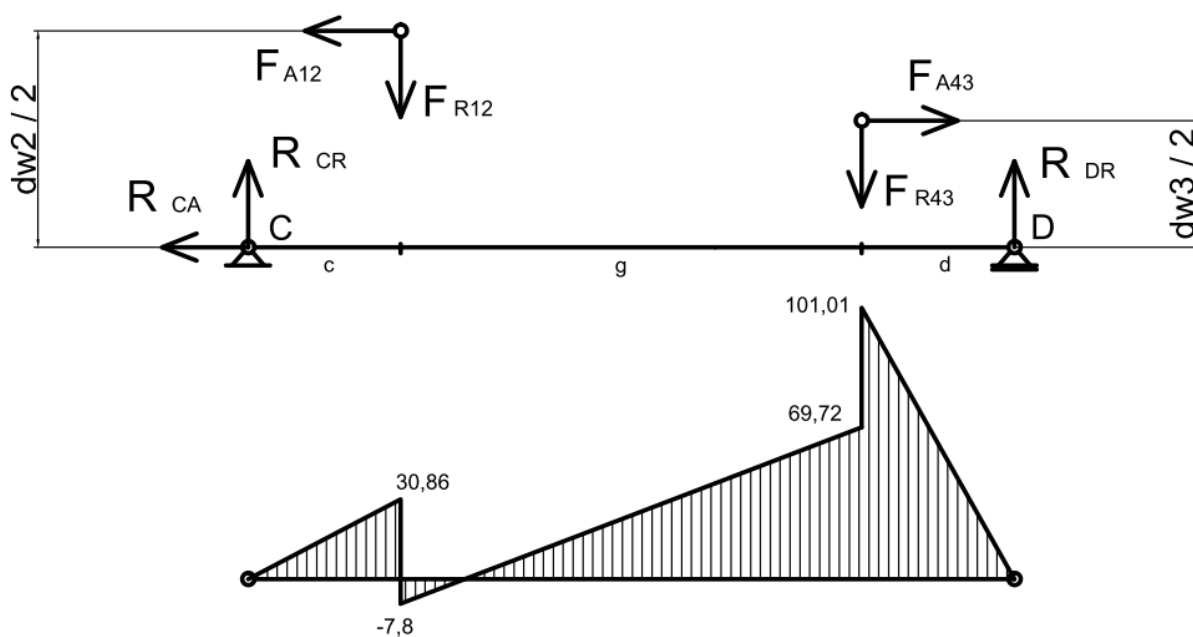
$$\bar{x} \in \langle 0; b \rangle$$

$$M_{o(\bar{x})} = R_{BT} \cdot \bar{x}$$

$$M_{o(b)} = R_{BT} \cdot b = 1353,4 \cdot 0,01875 = 25,38Nm$$

Výpočet jednotlivých reakcí v rovině radiálních a axiálních sil pro hřídel č. 2:

Obr.3.4.1.5 Hřídel č. 2 v rovině radiálních a axiálních sil:





$$x: F_{A43} - F_{A12} - R_{CA} = 0$$

$$y: R_{CR} - F_{R12} - F_{R43} + R_{DR} = 0$$

$$M_{OC}: F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{R12} \cdot c - F_{R43} \cdot (c + g) - F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + R_{DR} \cdot (c + d + g) = 0$$

$$R_{CA} = F_{A43} - F_{A12} = 1454,3 - 575,35 = 878,95N$$

$$R_{DR} = \frac{F_{R12} \cdot a + F_{R43} \cdot (c + g) + F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} - F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2}}{c + d + g} =$$

$$= \frac{1008,4 \cdot 18,75 + 3448 \cdot (17 + 98,25) + 1454,3 \cdot \frac{40,6}{2} - 575,35 \cdot \frac{140,6}{2}}{17 + 98,25 + 38,25} = 2640,8N$$

$$R_{CR} = F_{R12} + F_{R43} - R_{DR} = 1008,4 + 3448 - 2640,8 = 1815,6N$$

$$x \in \langle 0; c \rangle$$

$$M_{o(x)} = R_{CR} \cdot x$$

$$M_{o(c)} = R_{CR} \cdot c = 1815,6 \cdot 0,017 = 30,86Nm$$

$$x \in \langle c; (c + g) \rangle$$

$$M_{o(x)} = R_{CR} \cdot x - F_{R12} \cdot (x - c) - F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2}$$

$$M_{o(c+g)} = R_{CR} \cdot (c + g) - F_{R12} \cdot g - F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 1815,6 \cdot (0,017 + 0,09825) - 1008,4 \cdot 0,09825 -$$

$$- 575,35 \cdot \frac{0,1406}{2} = 69,72Nm$$

$$\bar{x} \in \langle 0; d \rangle$$

$$M_{o(\bar{x})} = R_{DR} \cdot \bar{x}$$

$$M_{o(d)} = R_{DR} \cdot d = 2640,8 \cdot 0,03825 = 101,01Nm$$

$$\bar{x} \in \langle d; (d + g) \rangle$$

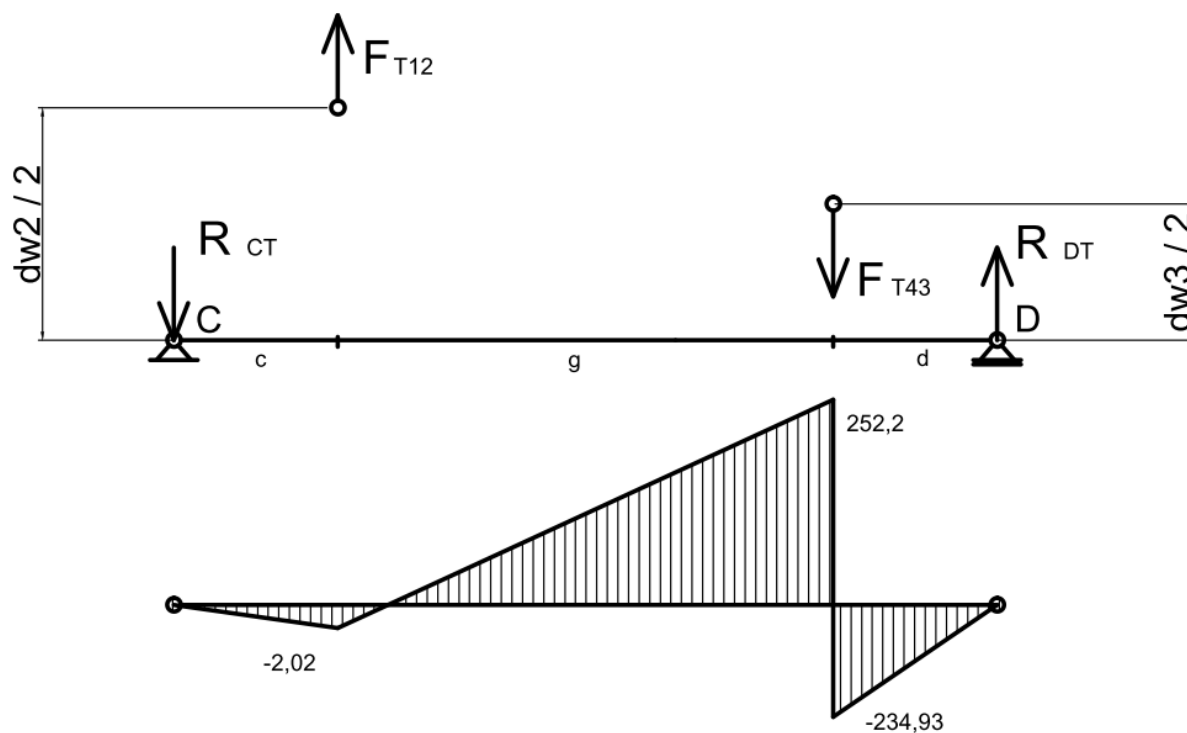
$$M_{o(\bar{x})} = R_{DR} \cdot \bar{x} - F_{R43} \cdot (x - d) - F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2}$$

$$M_{o(d+g)} = R_{DR} \cdot (d + g) - F_{R43} \cdot g - F_{A43} \cdot \frac{d_{w3}}{2} = 2640,8 \cdot (0,03825 + 0,09825) - 3448 \cdot 0,09825 -$$

$$- 1454,3 \cdot \frac{0,0406}{2} = -7,8Nm$$

Výpočet jednotlivých reakcí v rovině tečných sil pro hřídel č. 2:

Obr.3.4.1.6 Hřídel č. 2 v rovině tečných sil:



$$y: F_{T12} - R_{CT} - F_{T43} + R_{DT} = 0$$

$$M_{OC}: F_{T12} \cdot c - F_{T43} \cdot (c + g) + R_{DT} \cdot (c + d + g) = 0$$

$$R_{DT} = \frac{-F_{T12} \cdot c + F_{T43} \cdot (c + g)}{c + d + g} = \frac{-2706,8 \cdot 17 + 9181,8 \cdot (17 + 98,25)}{17 + 38,25 + 98,25} = 6594,05 N$$

$$R_{CT} = F_{T12} - F_{T43} + R_{DT} = 2706,8 - 9181,8 + 6594,05 = 119,05 N$$

$$x \in \langle 0; c \rangle$$

$$M_{o(x)} = -R_{CT} \cdot x$$

$$M_{o(c)} = -R_{CT} \cdot c = -119,05 \cdot 0,017 = -2,02 Nm$$

$$x \in \langle c; (c + g) \rangle$$

$$M_{o(x)} = -R_{CT} \cdot x - F_{T12} \cdot (x - c)$$

$$M_{o(c+g)} = -R_{CT} \cdot (c + g) + F_{T12} \cdot g = -119,05 \cdot (0,017 + 0,09825) + 2706,8 \cdot 0,09825 = 252,2 Nm$$

$$\bar{x} \in \langle 0; d \rangle$$

$$M_{o(\bar{x})} = R_{DT} \cdot \bar{x}$$

$$M_{o(d)} = R_{DT} \cdot d = 6594,05 \cdot 0,03825 = 252,2 Nm$$

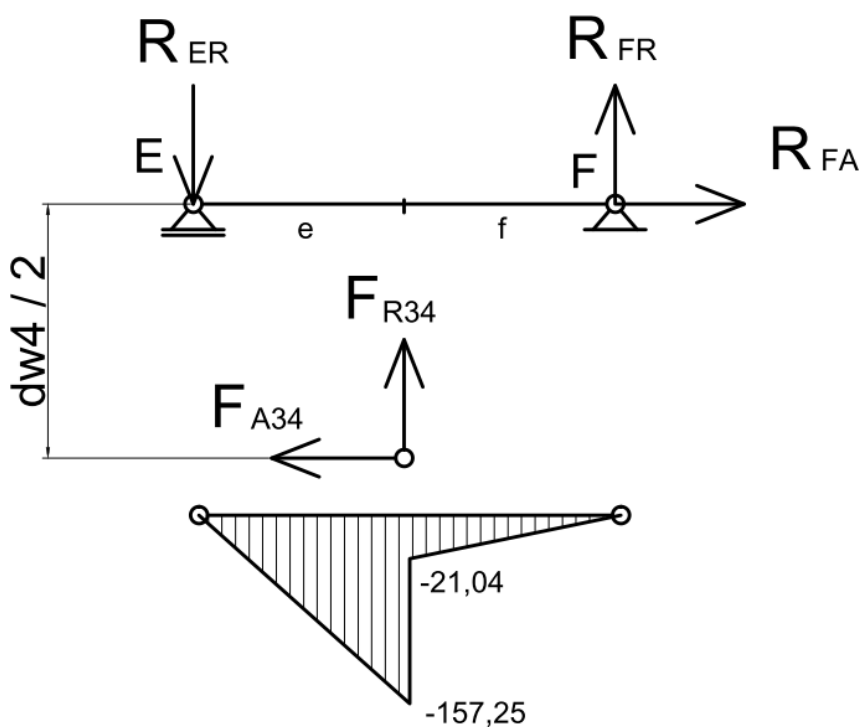
$$\bar{x} \in \langle d; (d + g) \rangle$$

$$M_{o(\bar{x})} = R_{DT} \cdot \bar{x} - F_{T43} \cdot (x - d)$$

$$M_{o(d+g)} = R_{DT} \cdot (d + g) - F_{T43} \cdot g = 6594,05 \cdot (0,03825 + 0,09825) - 9181,8 \cdot 0,09825 = -2,02 Nm$$

Výpočet jednotlivých reakcí v rovině radiálních a axiálních sil pro hřídel č. 3:

Obr.3.4.1.7 Hřídel č. 3 v rovině radiálních a axiálních sil:



$$x: R_{FA} - F_{A34} = 0$$

$$y: F_{R34} - R_{FR} + R_{ER} = 0$$

$$M_{OC}: F_{R34} \cdot e - F_{A34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} + R_{FR} \cdot (e + f) = 0$$

$$R_{FA} = F_{A34} = 1454,3 N$$

$$R_{FR} = \frac{F_{A34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} - F_{R34} \cdot e}{e + f} = \frac{1454,3 \cdot \frac{129,4}{2} - 3448 \cdot 39,5}{39,5 + 39,5} = -532,9 N$$

$$R_{ER} = F_{R34} - R_{FR} = 3448 - (-532,9) = 3981 N$$

$$x \in \langle 0; e \rangle$$

$$M_{o(x)} = -R_{ER} \cdot x$$

$$M_{o(e)} = -R_{ER} \cdot e = -3981 \cdot 0,0395 = -157,25 Nm$$

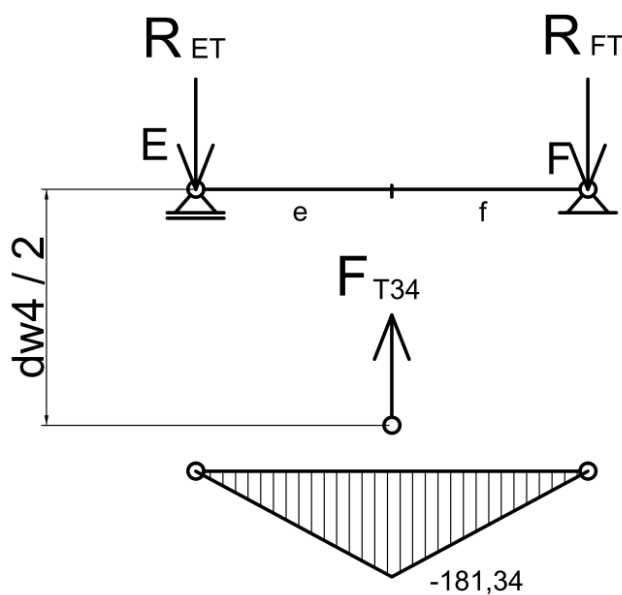
$$\bar{x} \in \langle 0; f \rangle$$

$$M_{o(\bar{x})} = R_{FR} \cdot \bar{x}$$

$$M_{o(f)} = R_{FR} \cdot f = -532,9 \cdot 0,0395 = -21,04 Nm$$

Výpočet jednotlivých reakcí v rovině tečných sil pro hřídel č. 3:

Obr.3.4.1.8 Hřídel č. 3 v rovině tečných sil:



$$y: F_{T34} - R_{ET} - R_{FT} = 0$$

$$M_{OE}: F_{T34} \cdot e - R_{FT} \cdot (e + f) = 0$$

$$R_{FT} = \frac{F_{T34} \cdot e}{e + f} = \frac{9181,8 \cdot 39,5}{39,5 + 39,5} = 4590,9 N$$

$$R_{ET} = F_{T34} - R_{FT} = 9181,8 - 4590,9 = 4590,9 N$$



$$x \in \langle 0; e \rangle$$

$$M_{o(x)} = -R_{ET} \cdot x$$

$$M_{o(e)} = -R_{ET} \cdot e = -4590,9 \cdot 0,0395 = -181,34 Nm$$

$$\bar{x} \in \langle 0; f \rangle$$

$$M_{o(\bar{x})} = -R_{FT} \cdot \bar{x}$$

$$M_{o(f)} = -R_{FT} \cdot f = -4590,9 \cdot 0,0395 = -181,34 Nm$$

Výsledné radiální reakce v jednotlivých podporách:

Podpora A:

$$R_{ART} = \sqrt{R_{AR}^2 + R_{AT}^2} = \sqrt{278,7^2 + 1353,4^2} = 1381,8 N$$

Podpora B:

$$R_{BRT} = \sqrt{R_{BR}^2 + R_{BT}^2} = \sqrt{729,74^2 + 1353,4^2} = 1537,6 N$$

Podpora C:

$$R_{CRT} = \sqrt{R_{CR}^2 + R_{CT}^2} = \sqrt{1815,6^2 + 119,05^2} = 1819,5 N$$

Podpora D:

$$R_{DRT} = \sqrt{R_{DR}^2 + R_{DT}^2} = \sqrt{2640,8^2 + 6594,05^2} = 7103,2 N$$

Podpora E:

$$R_{ERT} = \sqrt{R_{ER}^2 + R_{ET}^2} = \sqrt{3981^2 + 4590,9^2} = 6076,6 N$$

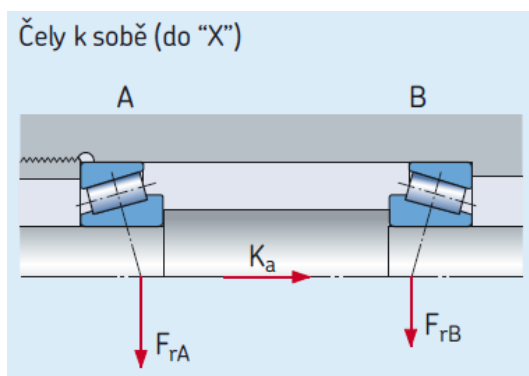
Podpora F:

$$R_{FRT} = \sqrt{R_{FR}^2 + R_{FT}^2} = \sqrt{(-532,9)^2 + 4590,9^2} = 4621,7 N$$

3.5 Návrh ložisek

Ložiska jsou zvolena dle katalogu ZVL-ZKL-SKF a jsou uložena čely k sobě do „X“ (viz. obr.3.5.1).

Obr. 3.5.1 Uložení ložisek

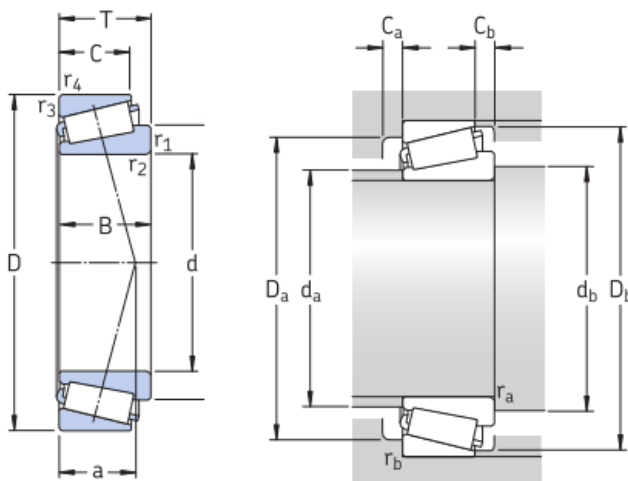


Hřídel č.1. uložení do „X“

LOŽISKA A,B:

Volíme jednořadá kuželíková ložiska **30204 J2/Q**

Obr. 3.5.2 Schéma ložisek





Tab.3.5.3 Jednořadá kuželíková ložiska rozměrů d 20mm:

Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní únavové zatížení	Připustné otáčky		Hmotnost	Označení	Rozměrová řada podle ISO 355 (ABMA)
d	D	T	dynamická C	statická C ₀	P _u	Referenční otáčky	Mezní otáčky			
mm			kN		kN	min ⁻¹		kg		
20	42	15	24,2	27	2,7	12 000	16 000	0,097	32004 X/Q	3CC
	47	15,25	27,5	28	3	11 000	15 000	0,12	30204 J2/Q	2DB
	52	16,25	34,1	32,5	3,6	11 000	14 000	0,17	30304 J2/Q	2FB
	52	22,25	44	45,5	5	10 000	14 000	0,23	32304 J2/Q	2FD

Rozměry							Připojovací rozměry								Výpočtové součinitele						
d	d ₁	B	C	r _{1,2}	r _{3,4}	a	d _a	d _b	D _a	D _a	D _b	C _a	C _b	r _a	r _b	e	Y	Y ₀			
	~			min	min		max	min	min	max	min	min	min	max	max						
mm							mm														
20	31,1	15	12	0,6	0,6	10	25	25	36	37	39	2	3	0,6	0,6	0,37	1,6	0,9			
	33,2	14	12	1	1	11	27	26	40	41	43	2	3	1	1	0,35	1,7	0,9			
	34,3	15	13	1,5	1,5	11	28	27	44	45	47	2	3	1,5	1,5	0,3	2	1,1			
	34,5	21	18	1,5	1,5	14	27	27	43	45	47	3	4	1,5	1,5	0,3	2	1,1			

- podpora A ($R_{ART}=F_{rad}=1381,8$ N; $R_{AA}=F_{ax}=575,35$ N)

- podpora B ($R_{BRT}=F_{rad}=1537,6$ N; $R_{BA}=F_{ax}=0$ N)

$$F_{aRA} = \frac{R_{ART}}{2 \cdot Y} = \frac{1381,8}{2 \cdot 1,7} = 406,4 \text{ N}$$

$$F_{bRA} = \frac{R_{BRT}}{2 \cdot Y} = \frac{1537,6}{2 \cdot 1,7} = 452,2 \text{ N}$$

$$F_{aA} = F_{aRA} + R_{AA} = 406,4 + 575,35 = 981,75 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rad}} = \frac{981,75}{1381,8} = 0,710 > e$$

Pro $e > 0,35$ platí vzorec Cr:

$$C_r = X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{aA} \cdot 10^{10/3} \sqrt{\frac{60 \cdot n_l \cdot L_h}{10^6}} = 0,4 \cdot 1381,8 + 1,7 \cdot 981,75 \cdot 10^{10/3} \sqrt{\frac{60 \cdot 960 \cdot 20000}{10^6}} = 18412,8 \text{ N}$$

$$C_{rtab} \geq C_r$$

$$27,5 \text{ kN} \geq 18,41 \text{ kN} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{aB} = F_{bRA} + R_{BA} = 452,2 + 0 = 452,2 \text{ N}$$



$$\frac{F_{aB}}{F_{rad}} = \frac{981,75}{1537,6} = 0,638 > e$$

$$C_r = X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{aB} \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot n_I \cdot L_h}{10^6}} = 0,4 \cdot 1537,6 + 1,7 \cdot 452,2 \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 960 \cdot 20000}{10^6}} = 11468,4 N$$

$$C_{rtab} \geq C_r$$

$$27,5 kN \geq 11,47 kN \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Hřídel č.2. uložení do „X“

LOŽISKA C,D:

Volím jednořadá kuželíková ložiska **32206 J2/Q**

Tab.3.5.4 Jednořadá kuželíková ložiska rozměrů d 30mm:

Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní	Připustné otáčky		Hmot-	Označení	Rozmě- rová řada podle ISO 355 (ABMA)
d	D	T	dyna- mická C	sta- tická C ₀	únarové zatížení P _u	Refe- renční otáčky	Mezní otáčky	nost		
mm			kN		kN	min ⁻¹		kg		
30	55	17	35,8	44	4,55	9 000	12 000	0,17	32006 X/Q	4CC
	62	17,25	40,2	44	4,8	8 500	11 000	0,23	30206 J2/Q	3DB
	62	21,25	50,1	57	6,3	8 500	11 000	0,28	32206 J2/Q	3DC
	62	21,25	49,5	58,5	6,55	8 000	11 000	0,30	32206 BJ2/QCL7CVA606	5DC
	62	25	64,4	76,5	8,5	7 500	11 000	0,37	33206/Q	2DE

Rozměry							Připojovací rozměry										Výpočtové součinitele		
d	d ₁ ~	B	C	r _{1,2} min	r _{3,4} min	a	d _a max	d _b min	D _a min	D _a max	D _b min	C _a min	C _b min	r _a max	r _b max	e	Y	Y ₀	
mm							mm												
30	43	17	13	1	1	13	35	36	48	49	52	3	4	1	1	0,43	1,4	0,8	
	44,6	16	14	1	1	14	38	36	53	56	57	2	3	1	1	0,37	1,6	0,9	
	45,2	20	17	1	1	15	37	36	52	56	58	3	4	1	1	0,37	1,6	0,9	
	47,3	20	17	1	1	18	36	36	50	56	60	3	4	1	1	0,57	1,05	0,6	
	45,8	25	19,5	1	1	16	36	36	53	56	59	5	5,5	1	1	0,35	1,7	0,9	

- podpora C (R_{CRT}=F_{rad}=1819,5 N; R_{CA}=F_{ax}=878,95 N)

- podpora D (R_{DRT}=F_{rad}=7103,2 N; R_{DA}=F_{ax}=0 N)



$$F_{cRA} = \frac{R_{CRT}}{2 \cdot Y} = \frac{1819,5}{2 \cdot 1,6} = 568,6N$$

$$F_{dRA} = \frac{R_{DRT}}{2 \cdot Y} = \frac{7103,2}{2 \cdot 1,6} = 2219,75N$$

$$F_{cA} = F_{cRA} + R_{cA} = 568,6 + 878,95 = 1447,55N$$

$$\frac{F_{cA}}{F_{rad}} = \frac{1447,55}{1845,9} = 0,78 > e$$

Pro $e > 0,37$ platí vzorec C_r :

$$C_r = X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{cA} \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot n_l \cdot L_h}{10^6}} = 0,4 \cdot 1819,5 + 1,6 \cdot 1447,55 \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 200 \cdot 20000}{10^6}} = 15757,6N$$

$$C_{rtab} \geq C_r$$

$$50,1kN \geq 15,8kN \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{dB} = F_{dRA} + R_{DA} = 2219,75 + 0 = 2219,75N$$

$$\frac{F_{dB}}{F_{rad}} = \frac{2219,75}{6685,7} = 0,38 > e$$

$$C_r = X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{dB} \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot n_l \cdot L_h}{10^6}} = 0,4 \cdot 7103,2 + 1,6 \cdot 2219,75 \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 200 \cdot 20000}{10^6}} = 33094,8N$$

$$C_{rtab} \geq C_r$$

$$50,1kN \geq 33,09kN \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Hřídel č.3. uložení do „X“

LOŽISKA E,F:

Volím jednořadá kuželíková ložiska **32208 J2/Q**



Tab.3.5.5 Jednořadá kuželíková ložiska rozměrů d 40mm:

Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní únavové zatížení	Připustné otáčky		Hmotnost	Označení	Rozměrová řada podle ISO 355 (ABMA)
d	D	T	dynamická C	statická C ₀	P _u	Referenční otáčky	Mezní otáčky			
mm			kN		kN	min ⁻¹		kg		
40	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,27	32008 X/Q	3CD
	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,27	32008 XTN9/Q	3CD
	75	26	79,2	104	11,4	6 700	9 000	0,51	33108/Q	2CE
	80	19,75	61,6	68	7,65	6 300	8 500	0,42	30208 J2/Q	3DB
	80	24,75	74,8	86,5	9,8	6 300	8 500	0,53	32208 J2/Q	3DC
	80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,77	33208/QCL7C	2DE
	85	33	121	150	17,3	6 000	9 000	0,90	T2EE 040/QVB134	2EE
	90	25,25	85,8	95	10,8	6 000	8 000	0,72	30308 J2/Q	2FB
	90	25,25	85	81,5	9,5	5 600	7 500	0,72	* 31308 J2/QCL7C	7FB
	90	35,25	117	140	16	5 300	8 000	1,00	32308 J2/Q	2FD

Rozměry							Připojovací rozměry								Výpočtové součinitele			
d	d ₁	B	C	r _{1,2}	r _{3,4}	a	d _a	d _b	D _a	D _a	D _b	C _a	C _b	r _a	r _b	e	Y	Y ₀
	~			min	min		max	min	min	max	min	min	min	max	max			
mm							mm											
40	54,2	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
	54,2	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
	57,5	26	20,5	1,5	1,5	18	47	47	65	68	71	4	5,5	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	57,5	18	16	1,5	1,5	16	49	47	69	73	74	3	3,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	58,4	23	19	1,5	1,5	19	49	47	68	73	75	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	59,7	32	25	1,5	1,5	21	47	47	67	73	76	5	7	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	61,2	32,5	28	2,5	2	22	48	50	70	75	80	5	5	2	2	0,35	1,7	0,9
	62,5	23	20	2	1,5	19	53	49	77	81	82	3	5	2	1,5	0,35	1,7	0,9
	67,1	23	17	2	1,5	28	51	49	71	81	86	3	8	2	1,5	0,83	0,72	0,4
	62,9	33	27	2	1,5	23	51	49	73	81	82	3	8	2	1,5	0,35	1,7	0,9

- podpora E ($R_{ERT}=F_{rad}=6075,6$ N; $R_{EA}=F_{ax}=0$ N)

- podpora F ($R_{FRT}=F_{rad}=4621,7$ N; $R_{FA}=F_{ax}=1454,3$ N)

$$F_{eRA} = \frac{R_{ERT}}{2 \cdot Y} = \frac{6075,6}{2 \cdot 1,6} = 1898,6N$$

$$F_{fRA} = \frac{R_{FRT}}{2 \cdot Y} = \frac{4621,7}{2 \cdot 1,6} = 1444,3N$$

$$F_{eA} = F_{eRA} + R_{CA} = 1898,6 + 0 = 1898,6N$$

$$\frac{F_{eA}}{F_{rad}} = \frac{1898,6}{6075,6} = 0,38 > e$$

Pro $e > 0,37$ platí vzorec Cr:



$$C_r = X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{eA} \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot n_I \cdot L_h}{10^6}} = 0,4 \cdot 6075,6 + 1,6 \cdot 1898,6 \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 60,6 \cdot 20000}{10^6}} = 19784,5N$$

$$C_{tab} \geq C_r$$

$$74,8kN \geq 19,7845kN \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$F_{fB} = F_{fRA} + R_{FA} = 1444,3 + 1454,3 = 2898,6N$$

$$\frac{F_{dB}}{F_{rad}} = \frac{2898,6}{4621,7} = 0,63 > e$$

$$C_r = X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{fB} \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot n_I \cdot L_h}{10^6}} = 0,4 \cdot 4621,7 + 1,6 \cdot 2898,6 \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 60,6 \cdot 20000}{10^6}} = 23469,4N$$

$$C_{tab} \geq C_r$$

$$74,8kN \geq 23,47kN \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.6 Statická kontrola hřídelí

Pro pevnostní výpočty hřídelí se používá pevnostní hypotézy τ_{\max}

materiál hřídelí: 14220

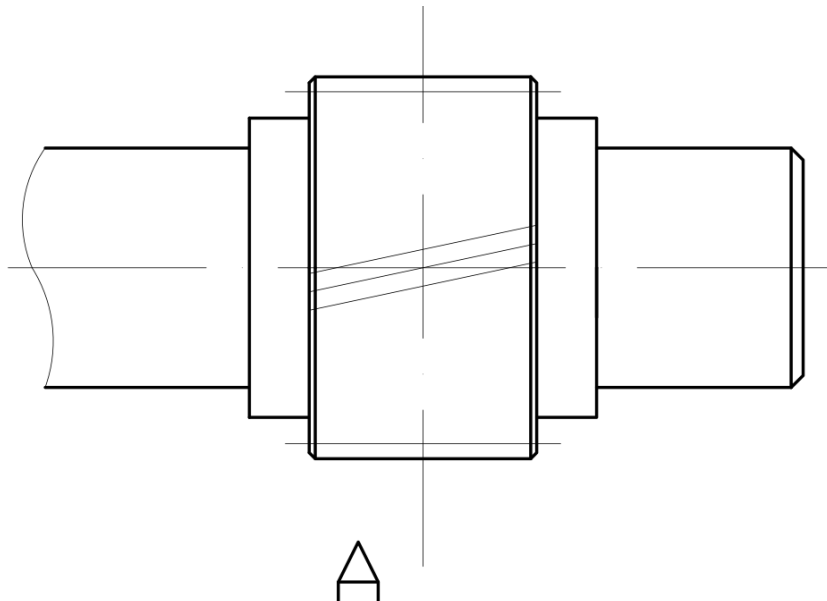
pro který: $\sigma_D = 85MPa$

$R_e = 590Mpa$

Hřídel č. 1:

- pro kontrolu jsem vybral ozubení frézované do hřídele a zároveň místa s největším momentem (viz. Obr.3.6.1)

Obr.3.6.1 Kontrola v místě řezu A ozubení frézovaného do hřídele



Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 26^3}{32} = 1725,52 \text{ mm}^3$$

(pro ozubení se ϕ d stanovuje jako ϕ d hladkého hřídele malého průměru)

Modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 26^3}{16} = 3451,04 \text{ mm}^3$$

Ohybový moment:

- rovina radiálních a axiálních sil:

$$M_{OY} = -R_{BR} \cdot b = -729,74 \cdot 0,01875 = -13,68 \text{ Nm}$$

- rovina tečných sil:

$$M_{OX} = R_{AT} \cdot a = 1353,4 \cdot 0,01875 = 25,38 \text{ Nm}$$

- výsledný ohybový moment:

$$M_O = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2} = \sqrt{(-13,68)^2 + 25,38^2} = 28,83 \text{ Nm}$$



Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{28830}{1725,52} = 16,7 \text{ MPa}$$

Smykové napětí:

$$\tau_k = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{39800}{3451,04} = 11,53 \text{ MPa}$$

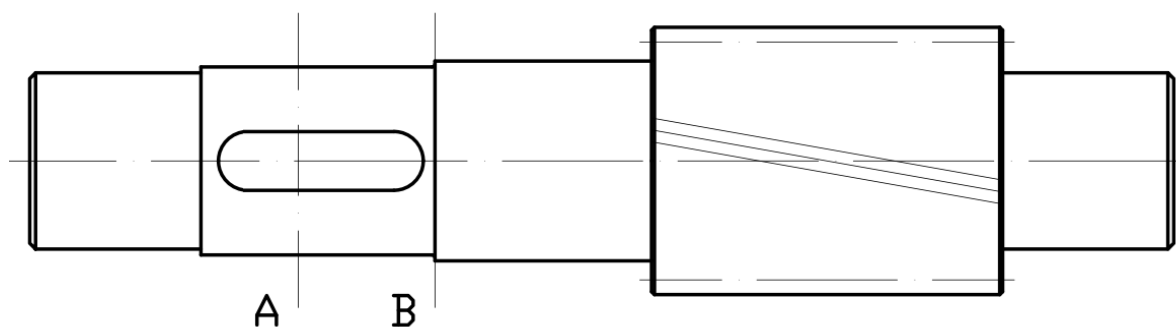
Hřídel č. 2:

- pro kontrolu jsem vybral 2 místa na hřídeli č. 2 (viz. Obr. 3.6.2)

místo A: místo pod ozubeným kolem

místo B: místo osazení

Obr.3.6.2 Kontrola v místě řezu A pod ozubeným kolem a B místa osazení



Modul průřezu v ohybu v místě A a B:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 32^3}{32} = 3217 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v krutu v místě A a B:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 32^3}{16} = 6434 \text{ mm}^3$$



Ohybový moment v místě A:

- rovina radiálních a axiálních sil:

$$M_{OY} = c \cdot R_{CR} = 0,017 \cdot 1815,6 = 30,86 Nm$$

- rovina tečných sil:

$$M_{OX} = c \cdot (-R_{CT}) = 0,017 \cdot (-119,05) = -2,02 Nm$$

- výsledný ohybový moment:

$$M_O = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2} = \sqrt{(-2,02)^2 + 30,86^2} = 30,93 Nm$$

Ohybový moment v místě B:

- rovina radiálních a axiálních sil:

$$M_{OY} = R_{CR} \cdot (c + 0,03425) - F_{R12} \cdot 0,03425 - F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 1815,6 \cdot (0,017 + 0,03425) - 1008,4 \cdot 0,03425 - 575,35 \cdot \frac{0,1406}{2} = 18,06 Nm$$

- rovina tečných sil:

$$M_{OX} = -R_{CT} \cdot (c + 0,03425) + F_{T12} \cdot 0,03425 = -119,05 \cdot (0,017 + 0,03425) + 2076,8 \cdot 0,03425 = 65,02 Nm$$

- výsledný ohybový moment:

$$M_O = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2} = \sqrt{65,02^2 + 18,06^2} = 67,48 Nm$$

Ohybové napětí v místě A:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{30930}{3217} = 9,61 MPa$$

Smykové napětí v místě A:

$$\tau_k = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{186440}{6434} = 28,98 MPa$$



Ohybové napětí v místě B:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{67480}{3217} = 20,98 \text{ MPa}$$

Smykové napětí v místě B:

$$\tau_k = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{186440}{6434} = 28,98 \text{ MPa}$$

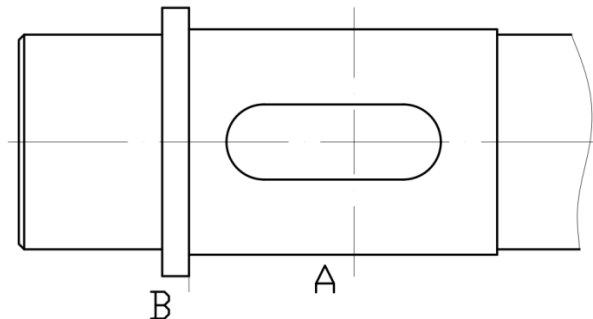
Hřídel č. 3:

- pro kontrolu jsem vybral 2 místa na hřídeli č. 3 (viz. Obr. 3.6.3)

místo A: místo pod ozubeným kolem

místo B: místo osazení

Obr.3.6.3 Kontrola v místě řezu A pod ozubeným kolem a B místa osazení



Modul průřezu v ohybu v místě A a B:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 44^3}{32} = 8362,92 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v krutu v místě A a B:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 44^3}{16} = 16725,84 \text{ mm}^3$$

Ohybový moment v místě A:

- rovina radiálních a axiálních sil:

$$M_{oY} = e \cdot (-R_{ER}) = 0,0395 \cdot (-3981) = -157,25 \text{ Nm}$$



-
- rovina tečných sil:

$$M_{OX} = e \cdot (-R_{ET}) = 0,0395 \cdot (-4590,9) = -181,34 Nm$$

- výsledný ohybový moment:

$$M_O = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2} = \sqrt{(-181,34)^2 + (-157,25)^2} = 240,02 Nm$$

Ohybový moment v místě B:

- rovina radiálních a axiálních sil:

$$M_{OY} = (e - 0,02875) \cdot (-R_{ER}) = (0,0395 - 0,02875) \cdot (-3981) = -42,80 Nm$$

- rovina tečných sil:

$$M_{OX} = (e - 0,02875) \cdot (-R_{ET}) = (0,0395 - 0,02875) \cdot (-4590,9) = -49,35 Nm$$

- výsledný ohybový moment:

$$M_O = \sqrt{M_{OX}^2 + M_{OY}^2} = \sqrt{(-49,35)^2 + (-42,8)^2} = 65,32 Nm$$

Ohybové napětí v místě A:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{240024,6}{8362,92} = 28,70 MPa$$

Smykové napětí v místě A:

$$\tau_k = \frac{M_{k3}}{W_k} = \frac{582850}{16725,84} = 34,85 MPa$$

Ohybové napětí v místě B:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{65320}{8362,92} = 7,8 MPa$$

Smykové napětí v místě B:

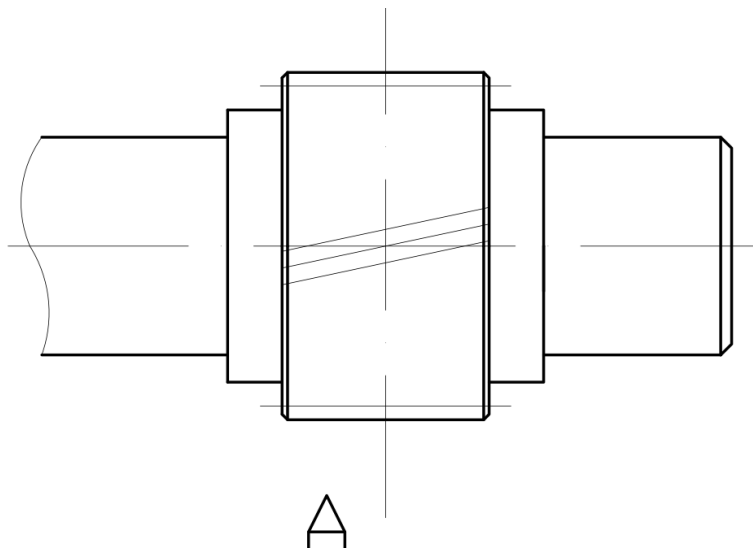
$$\tau_k = \frac{M_{k3}}{W_k} = \frac{582850}{16725,84} = 34,85 MPa$$

3.7 Únavová pevnost

Hřídel č. 1:

- kontrola provedena v místě frézovaného ozubení do hřídele

Obr.3.7.1 Kontrola únavové pevnosti v místě řezu A



$$R_m = 785 \text{ MPa}$$

$$R_e = 590 \text{ MPa}$$

Součinitel velikosti součásti: $\varepsilon_{vo} = 0,9$

Součinitel povrchu součásti: $\eta_{po} = 0,83$

Součinitel vrubu pro ozubení: $\beta_o = 1,65$

$$\sigma_{C(-1)} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 785 = 338 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co(-1)}^* = \sigma_{C(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 338 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,83}{1,65} = 153 \text{ MPa}$$

Ohyb:

Ohybový moment: $M_o = 28,83 \text{ Nm}$

Modul pružnosti v ohybu: $W_o = 1725,52 \text{ mm}^3$



$$\text{Ohybové napětí: } \sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{28830}{1725,52} = 16,71 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost v ohybu: } K_\sigma = \frac{\sigma_{co(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{153}{16,71} = 9,16$$

Krut:

$$\text{Moment na hřídeli: } M_{k1} = 39800 \text{ Nmm}$$

$$\text{Modul pružnosti v krutu: } W_k = 3451,04 \text{ mm}^3$$

$$\text{Smykové napětí: } \tau_k = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{39800}{3451,04} = 11,53 \text{ MPa}$$

$$R_{ek} = 0,58 \cdot R_e = 0,58 \cdot 590 = 342 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost v krutu: } K_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} = \frac{342}{11,53} = 29,66$$

Dynamická bezpečnost K při kombinovaném namáhání střídavým ohybem a krutem:

$$K = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_\sigma^2} + \frac{1}{K_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{9,16^2} + \frac{1}{29,66^2}}} = 4,45$$

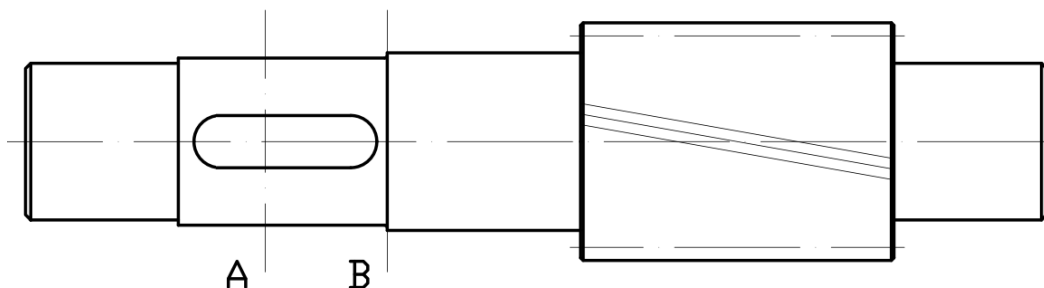
Hřídel č. 2:

- kontrola provedena: A) v místě drážky pro pero pod ozubeným kolem
 B) v místě osazení

$$R_m = 785 \text{ MPa}$$

$$R_e = 590 \text{ MPa}$$

Obr.3.7.2 Kontrola únavové pevnosti v místě řezu A a B



Kontrola v místě A:

Součinitel velikosti součásti: $\varepsilon_{vo} = 0,9$

Součinitel povrchu součásti: $\eta_{po} = 0,83$

Součinitel vrubu pro drážku pro pero: $\beta_o = 2$

$$\sigma_{C(-1)} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 785 = 338 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co(-1)}^* = \sigma_{C(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 338 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,83}{2} = 126 \text{ MPa}$$

Ohyb:

Ohybový moment: $M_o = 30,93 \text{ Nm}$

Modul pružnosti v ohybu: $W_o = 3217 \text{ mm}^3$

$$\text{Ohybové napětí: } \sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{30930}{3217} = 9,61 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost v ohybu: } K_\sigma = \frac{\sigma_{co(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{126}{9,61} = 13,1$$

Krut:

Moment na hřídeli: $M_{k2} = 186440 \text{ Nmm}$

Modul pružnosti v krutu: $W_k = 6434 \text{ mm}^3$



$$\text{Smykové napětí: } \tau_k = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{186440}{6434} = 28,98 \text{ MPa}$$

$$R_{ek} = 0,58 \cdot R_e = 0,58 \cdot 590 = 342 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost v krutu: } K_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} = \frac{342}{28,98} = 11,8$$

Dynamická bezpečnost K při kombinovaném namáhání střídavým ohybem a krutem:

$$K = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_\sigma^2} + \frac{1}{K_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{13,1^2} + \frac{1}{11,8^2}}} = 8,77$$

Kontrola v místě B:

$$\text{Součinitel velikosti součásti: } \varepsilon_{vo} = 0,9$$

$$\text{Součinitel povrchu součásti: } \eta_{po} = 0,83$$

$$\text{Součinitel vrubu pro skutečné zhuštěné napětí: } \beta_o = 3$$

$$\sigma_{co(-1)}^* = \sigma_{C(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 338 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,83}{3} = 84 \text{ MPa}$$

Ohyb:

$$\text{Ohybový moment: } M_o = 67,48 \text{ Nm}$$

$$\text{Modul pružnosti v ohybu: } W_o = 3217 \text{ mm}^3$$

$$\text{Ohybové napětí: } \sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{67480}{3217} = 20,97 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost v ohybu: } K_\sigma = \frac{\sigma_{co(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{84}{20,97} = 4,0$$

Krut:

$$\text{Moment na hřídeli: } M_{k2} = 186440 \text{ Nmm}$$

$$\text{Modul pružnosti v krutu: } W_k = 6434 \text{ mm}^3$$



$$\text{Smykové napětí: } \tau_k = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{186440}{6434} = 28,98 \text{ MPa}$$

$$R_{ek} = 0,58 \cdot R_e = 0,58 \cdot 590 = 342 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost v krutu: } K_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} = \frac{342}{28,98} = 11,8$$

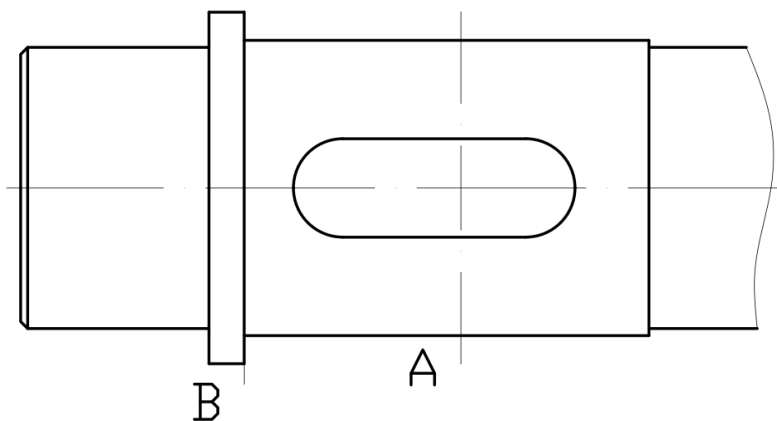
Dynamická bezpečnost K při kombinovaném namáhání střídavým ohybem a krutem:

$$K = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_\sigma^2} + \frac{1}{K_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{4^2} + \frac{1}{11,8^2}}} = 3,79$$

Hřídel č. 3:

- kontrola provedena: A) v místě drážky pro pero pod ozubeným kolem
 B) v místě osazení

Obr.3.7.3 Kontrola únavové pevnosti v místě řezu A a B



$$R_m = 785 \text{ MPa}$$

$$R_e = 590 \text{ MPa}$$

Kontrola v místě A:

$$\text{Součinitel velikosti součásti: } \varepsilon_{vo} = 0,9$$



Součinitel povrchu součásti: $\eta_{po} = 0,83$

Součinitel vrubu pro drážku pro pero: $\beta_o = 2$

$$\sigma_{C(-1)} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 785 = 338 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co(-1)}^* = \sigma_{C(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 338 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,83}{2} = 126 \text{ MPa}$$

Ohyb:

Ohybový moment: $M_o = 240,025 \text{ Nm}$

Modul pružnosti v ohybu: $W_o = 8362,92 \text{ mm}^3$

$$\text{Ohybové napětí: } \sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{240024,6}{8362,92} = 28,70 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost v ohybu: } K_\sigma = \frac{\sigma_{co(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{126}{28,70} = 4,39$$

Krut:

Moment na hřídeli: $M_{k3} = 582850 \text{ Nmm}$

Modul pružnosti v krutu: $W_k = 16725,84 \text{ mm}^3$

$$\text{Smykové napětí: } \tau_k = \frac{M_{k3}}{W_k} = \frac{582580}{16725,84} = 34,85 \text{ MPa}$$

$$R_{ek} = 0,58 \cdot R_e = 0,58 \cdot 590 = 342 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost v krutu: } K_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} = \frac{342}{34,85} = 9,8$$

Dynamická bezpečnost K při kombinovaném namáhání střídavým ohybem a krutem:

$$K = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_\sigma^2} + \frac{1}{K_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{4,39^2} + \frac{1}{9,8^2}}} = 4,0$$



Kontrola v místě B:

Součinitel velikosti součásti: $\varepsilon_{vo} = 0,9$

Součinitel povrchu součásti: $\eta_{po} = 0,83$

Součinitel vrubu pro skutečné zhuštěné napětí: $\beta_o = 3$

$$\sigma_{C(-1)} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 785 = 338 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co(-1)}^* = \sigma_{C(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 338 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,83}{3} = 84 \text{ MPa}$$

Ohyb:

Ohybový moment: $M_o = 65,32 \text{ Nm}$

Modul pružnosti v ohybu: $W_o = 8362,92 \text{ mm}^3$

$$\text{Ohybové napětí: } \sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{6532}{8362,92} = 7,8 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost v ohybu: } K_\sigma = \frac{\sigma_{co(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{84}{7,8} = 10,77$$

Krut:

Moment na hřídeli: $M_{k3} = 582850 \text{ Nmm}$

Modul pružnosti v krutu: $W_k = 16725,84 \text{ mm}^3$

$$\text{Smykové napětí: } \tau_k = \frac{M_{k3}}{W_k} = \frac{582580}{16725,84} = 34,85 \text{ MPa}$$

$$R_{ek} = 0,58 \cdot R_e = 0,58 \cdot 590 = 342 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost v krutu: } K_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} = \frac{342}{34,85} = 9,8$$



Dynamická bezpečnost K při kombinovaném namáhání střídavým ohybem a krutem:

$$K = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_{\sigma}^2} + \frac{1}{K_{\tau}^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{10,78^2} + \frac{1}{9,8^2}}} = 7,2$$

3.8 Uložení jednotlivých prvků na hřídelích

Hřídel č. 1:

- pomocí těsného pera je radiálně pojištěna hřídelová spojka na vstupní hřídeli převodovky

Volím PERO 6e7 x 6 x 30 ČSN 02 2562

Rozměry pera:

$$b = 6mm$$

$$h = 6mm$$

$$l = 30mm$$

$$l_p = l - b = 30 - 6 = 24mm$$

Průměr hřídele:

$$d = 20mm$$

Moment přenášený na hřídeli:

$$M_{k1} = 39,8Nm = 39800Nmm$$

Tlak p na bocích pera a drážek hřídele a náboje:

(tlak p musí splňovat podmínku $p \leq p_D$ kde $p_D = 120$ MPa pro neposuvný ocelový náboj)

$$p = \frac{4 \cdot M_{k1}}{h \cdot l_p \cdot d} = \frac{4 \cdot 39800}{6 \cdot 24 \cdot 20} = 55,27MPa \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Smykové napětí v podélném průřezu pera:

(smykové napětí v podélném průřezu pera musí splňovat podmínku $\tau \leq \tau_D$ kde $\tau_D = 90$ MPa pro materiál pera 11 600)



$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{3980}{6 \cdot 24} = 27,6 \text{ MPa} \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\text{Kde: } F = \frac{M_{k1}}{\frac{d}{2}} = \frac{39800}{\frac{20}{2}} = 3980 \text{ N}$$

Hřídel č. 2:

- pomocí těsného pera je radiálně pojištěno ozubené kolo

Volím PERO 10e7 x 8 x 35 ČSN 02 2562

Rozměry pera:

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$l = 35 \text{ mm}$$

$$l_p = l - b = 35 - 10 = 25 \text{ mm}$$

Průměr hřídele:

$$d = 32 \text{ mm}$$

Moment přenášený na hřídeli:

$$M_{k2} = 186,44 \text{ Nm} = 186440 \text{ Nmm}$$

Tlak p na bocích pera a drážek hřídele a náboje:

(tlak p musí splňovat podmínku $p \leq p_D$ kde $p_D = 120 \text{ MPa}$ pro neposuvný ocelový náboj)

$$p = \frac{4 \cdot M_{k2}}{h \cdot l_p \cdot d} = \frac{4 \cdot 186440}{8 \cdot 25 \cdot 32} = 116,5 \text{ MPa} \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Smykové napětí v podélném průřezu pera:

(smykové napětí v podélném průřezu pera musí splňovat podmínku $\tau \leq \tau_D$ kde $\tau_D = 90 \text{ MPa}$ pro materiál pera 11 600)

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{11652,5}{10 \cdot 25} = 46,61 \text{ MPa} \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



Kde:
$$F = \frac{M_{k2}}{\frac{d}{2}} = \frac{186440}{\frac{32}{2}} = 11652,5N$$

Hřídel č. 3:

- pomocí dvou těsných per uložených 120° od sebe je radiálně pojištěno ozubené kolo

Volím 2x PERO 14e7 x 9 x 40 ČSN 02 2562

Rozměry pera:

$$b = 14mm$$

$$h = 9mm$$

$$l = 40mm$$

$$l_p = l - b = 40 - 14 = 26mm$$

Průměr hřídele:

$$d = 44mm$$

Moment přenášený na hřídeli:

$$M_{k3} = 582,85Nm = 582850Nmm$$

Tlak p na bocích pera a drážek hřídele a náboje:

(tlak p musí splňovat podmínku $p \leq p_D$ kde $p_D = 120$ MPa pro neposuvný ocelový náboj)

$$p = \frac{4 \cdot M_{k3}}{2 \cdot h \cdot l_p \cdot d} = \frac{4 \cdot 582850}{2 \cdot 9 \cdot 26 \cdot 44} = 113,2MPa \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Smykové napětí v podélném průřezu pera:

(smykové napětí v podélném průřezu pera musí splňovat podmínku $\tau \leq \tau_D$ kde $\tau_D = 90$ MPa pro materiál pera 11 600)

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot b \cdot l_p} = \frac{29143}{2 \cdot 14 \cdot 26} = 40,0MPa \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



$$\text{Kde: } F = \frac{M_{k3}}{\frac{d}{2}} = \frac{582850}{\frac{40}{2}} = 29143N$$

- pomocí těsného pera je radiálně pojištěna hřídelová spojka na výstupní hřídeli převodovky

Volím PERO 12e7 x 8 x 73 ČSN 02 2562

Rozměry pera:

$$b = 12mm$$

$$h = 8mm$$

$$l = 73mm$$

$$l_p = l - b = 73 - 12 = 61mm$$

Průměr hřídele:

$$d = 40mm$$

Moment přenášený na hřídeli:

$$M_{k3} = 582,85Nm = 582850Nmm$$

Tlak p na bocích pera a drážek hřídele a náboje:

(tlak p musí splňovat podmínku $p \leq p_D$ kde $p_D = 120 \text{ MPa}$ pro neposuvný ocelový náboj)

$$p = \frac{4 \cdot M_{k3}}{h \cdot l_p \cdot d} = \frac{4 \cdot 582850}{8 \cdot 61 \cdot 40} = 119,4MPa \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Smykové napětí v podélném průřezu pera:

(smykové napětí v podélném průřezu pera musí splňovat podmínku $\tau \leq \tau_D$ kde $\tau_D = 90 \text{ MPa}$ pro materiál pera 11 600)

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{29143}{12 \cdot 61} = 39,8MPa \leq \tau_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\text{Kde: } F = \frac{M_{k3}}{\frac{d}{2}} = \frac{582850}{\frac{40}{2}} = 29143N$$



4 Ekonomické zhodnocení:

Tab. 4.1 Odhadovaná cena pohonného systému pásového dopravníku:

Název součásti	Množství [-]	Cena za kus [Kč]	Cena [Kč]
Elektromotor 4AP132S- 6	1	3725	3725
Pružná spojka GE- T 25/38 AB	1	1425	1425
Zubová spojka GFA- 40 NN	1	2150	2150
Převodová skříň	1	8750	9150
Buben pásového dopravníku	1	1500	1500
Rám	1	3900	3900
Kroužek	1	5	5
Pero 10e7 x 8 x 30	1	31	31
Pero 6e7 x 6 x 30	1	16	16
Pero 12e7 x 8 x 73	2	97	194
Šroub M10 x 45 ISO 4014- 8	8	11	88
Podložka 10 ČSN 02 1740	8	3,5	28
Matice M10 x 1 ČSN EN ISO 4032	8	0,6	5
P10 ČSN 02 1739	8	19,3	155
Šroub M20 ČSN 02 1369	1	56	56
Celková cena:			22428 Kč

5 Závěr:

V této bakalářské práci byla provedena konstrukce pohonného systému pásového dopravníku skládajícího se z elektromotoru, převodové skříně s ozubenými koly, bubnem pásového dopravníku, hřídelové spojky mezi elektromotorem a převodovou skříní a hřídelové spojky mezi převodovou skříní a bubnem pásového dopravníku.

Byl zvolen šestipólový elektromotor typ 4AP132S- 6 s výkonem 4 kW a otáčkami 960min^{-1} .

Byla navržena převodová skříň s ozubenými koly. Nejdříve byl stanoven celkový převodový poměr skříně $i_c = 15,74$ a počet zubů ozubených kol $z_1 = 23$; $z_2 = 110$; $z_3 = 16$; $z_4 = 51$. Byly zvoleny moduly pro první a druhé ozubené soukolí $m_{n12} = 1,25\text{mm}$ a $m_{n34} = 2,5\text{mm}$, vypočteny průměry hřídelí $d_1 = 20\text{mm}$; $d_2 = 30\text{mm}$; $d_3 = 40\text{mm}$, výsledné otáčky hřídelí $n_1 = 960\text{min}^{-1}$; $n_2 = 200\text{min}^{-1}$; $n_3 = 60,6\text{min}^{-1}$. Byly vypočteny tloušťky ozubených kol $b_1 = 19\text{mm}$; $b_2 = 17,5\text{mm}$; $b_3 = 60\text{mm}$; $b_4 = 57,5\text{mm}$ a roztečné kružnice ozubených kol $D_1 = 29,4\text{mm}$; $D_2 = 141\text{mm}$; $D_3 = 40,5\text{mm}$; $D_4 = 129\text{mm}$. Osová vzdálenost obou soukolí byla



dle ČSN 03 1014 zvolena $a_{tw} = 85\text{mm}$. Poté byla provedena pevnostní kontrola ozubení dle ISO 6336. Při výpočtu vlastních sil byla vypočtena pro první soukolí síla do tečného směru ozub. kola $F_{T21} = 2706,8\text{N}$; radiální složka normálové síly ozub. kola $F_{R21} = 1008,4\text{N}$ a síla do axiálního směru ozub. kola $F_{A21} = 575,35\text{N}$. Pro druhé soukolí je síla do tečného směru ozub. kola $F_{T43} = 9181,8\text{N}$; radiální složka normálové síly ozub. kola $F_{R43} = 3448\text{N}$ a síla do axiálního směru ozub. kola $F_{A21} = 1454,3\text{N}$. Dále byly vypočteny jednotlivé reakce v rovině radiálních a axiálních sil a v rovině tečných sil pro hřídele č. 1,2,3 a výsledné radiální reakce v jednotlivých podporách. Při návrhu ložisek byla zvolena jednořadá kuželíková ložiska 30204 J2/Q pro hřídel č.1, 32206 J2/Q pro hřídel č.2 a 32208 J2/Q pro hřídel č. 3. Pro vybraná místa řezů na hřídelích byla vypočtena ohybová a smyková napětí a s jejich pomocí provedena kontrola únavové pevnosti. Dynamická bezpečnost pro hřídel č. 1 provedena v místě frézovaného ozubení vyšla $K = 4,45$, pro místo drážky pro pero pod ozub. kolem na hřídeli č. 2 vyšla dynamická bezpečnost $K = 8,77$ a v místě osazení na hřídeli č.2 vyšla dynamická bezpečnost $K = 3,79$. Pro místo drážky pro pero pod ozub. kolem na hřídeli č. 3 vyšla dynamická bezpečnost $K = 4,0$ a v místě osazení na hřídeli č.3 vyšla dynamická bezpečnost $K = 7,2$. Poté byla provedena kontrola uložení jednotlivých prvků na hřídelích.

Hřídelovou spojkou na vstupním hřídeli převodové skříně byla zvolena pružná spojka GE- T 25/38 AB od firmy T.E.A TECHNIK s.r.o. se jmenovitým momentem 95 Nm a maximálním kroutícím momentem 190 Nm. Hřídelovou spojkou na výstupním hřídeli byla zvolena zubová spojka GEA- 40 NN rovněž od firmy T.E.A TECHNIK s.r.o. se jmenovitým momentem 1250 Nm a maximálním kroutícím momentem 3125 Nm. Odhadovaná cena za pohonný systém pásového dopravníku je 22428 Kč.



6 Seznam použité literatury:

Pešík, L.: *Části strojů. 1. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4

Pešík, L.: *Části strojů. 2. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2

Leinveber, J. – Vávra, P.: *Strojnické tabulky.* Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6

Výukový text: Doc. Ing. Miroslav Bureš, CSc.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol

Internetové stránky: www.teatechnik.cz

Internetové stránky: www.pohony.cz

Internetové stránky: www.haberkorn.cz

Internetové stránky: www.skf.com

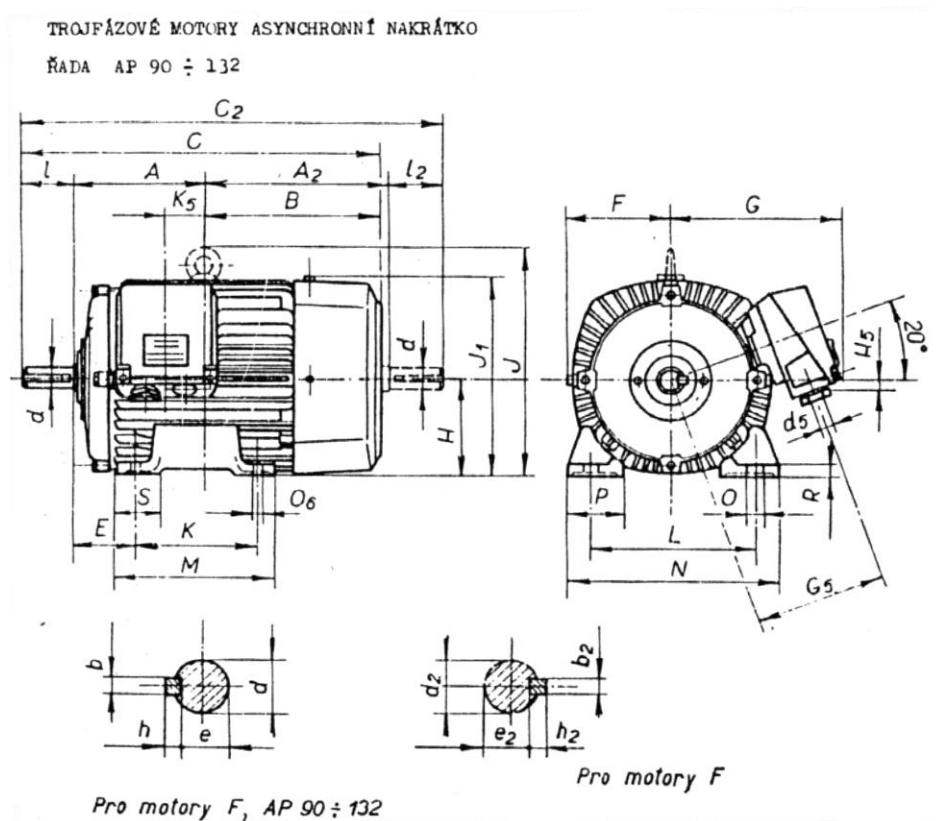
Databáze knihovny TUL

Přílohy bakalářské práce:

Příloha 1	Trojfázové motory asynchronní nakrátko
Příloha 2	Závěsné šrouby
Příloha 3	Olejoznaky kruhové z plastů
Příloha 4	Odvzdušňovač
Příloha 5	Zátky s válcovým závitem
Příloha 6	Výkresová dokumentace (přiložené CD a desky s výkresy)

Příloha 1

Trojfázové motory asynchronní nakrátko



TROJFÁZOVÉ MOTORY ASYNCHRONNÍ NAKRÁTKO
Tvar M 101

Rozměry v mm

Typ	A	A ₂	B	C	C ₂	E	F	H	J	J ₁	K	L	M	N	O
AP 90S-	106	153	144	300	359					190	100	130			
AP 90L-	118,5	165,5	156,5	325	384	56	100	90	-	190	125	140	155	200	14
AP 100L-.s															
AP 100L-	144,5	196,5	186,5	391	461	63	110	100	240	210	140	160	170	220	16
AP 112M-.s															
AP 112M-	150,5	210,5	200,5	411	481	70	122	112	266	235	140	190	180	250	16
AP 132S-	166	236	226	472	562						140		185		
AP 132M-	185	255	245	510	600	89	143	132	306	275	178	216	225	290	18
Typ	O ₆	P	R	S	G	G ₅	H ₅	K ₅	d ₅	d	l	b	h	e	
AP 90S-					160	122		9,5	2xP16						
AP 90L-	10	56	10	45	160	122	6	22	2xP16	24	50	8	7	20	
AP 100L-.s					168	130			2xP16						
AP 100L-	12	62	12	50	168	130	7	45	2xP16	26	60	8	7	24	
AP 112M-.s					200	150			2xP21						
AP 112M-	12	70	14	55	200	150	15	45,5	2xP21	28	60	8	7	24	
AP 132S-					220	167		33	2xP21						
AP 132M-	12	80	20	67	220	167	8	52	2xP21	38	80	10	8	33	

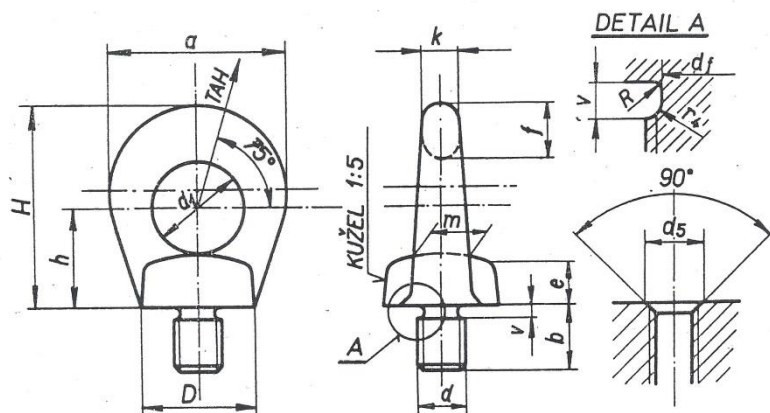
Místo tečky se v typovém značení uvede počet pólů /příklad AP100L-4s/

Poloměr zaoblení osazení volného konce hřídele = R1 mm

Mezní odchylky tolerovaných rozměrů: H = - 0,5 mm; d = j6, u vel. 132 = k6; b /pero/ = h9

Příloha 2

Závěsné šrouby



ČSN 02 1369

Označení: ŠROUB M d ČSN C2 1369

ZÁVĚSNÉ ŠROUBY

Rozměry v mm

Závit <i>d</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>d_f</i>	<i>D</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>h</i>	<i>H</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>R</i>	<i>v</i>	<i>d₅</i>	Max. zatížení 1 šroubu při tahu /N/	
														svislé	pod 75°
M 8		11											11	800	-
M 10	38	13	20	25	10	12	22	44	8	12	2	3	13	1 400	-
M 12		16											15	2 100	1 200
M 16	50	21	28	30	12	15	28	57	10	16	3	4	22	3 700	2 100
M 20	65	26	35	38	15	18	34,5	70	12	20	3	4	25	5 600	3 400
M 24	82	31	45	45	15	24	39,5	86	14	25	5	6	32	8 800	5 200
M 27	90	35	50	50	17	26	45	96	16	28	5	6	35	12 700	7 300
M 30	110	39	60	60	22	32	55	117	18	35	5	8	42	16 600	9 800

Závit dle ČSN 01 4013

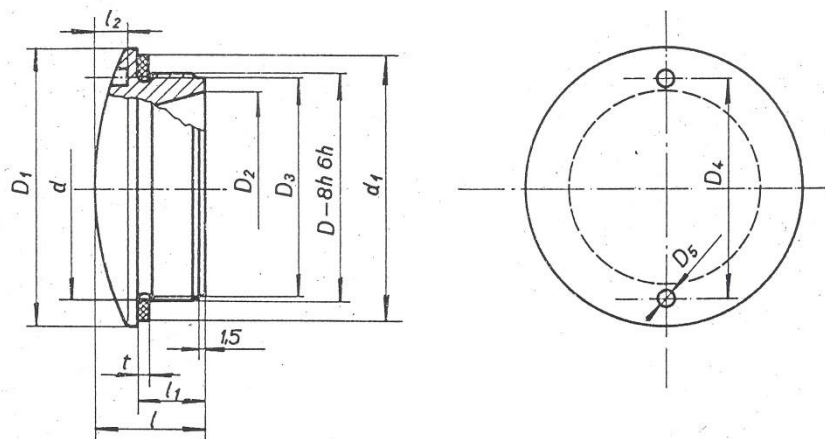
Rozměry *d_f* a *r₄* dle ČSN 02 1036

Závit	M 8	M 10	M 12	M 16	M 20	M 24	M 27	M 30
<i>d_f</i>	6	7,7	9,4	13,0	16,4	19,6	22,6	25
<i>r₄</i>	0,6	0,75	0,9	1,0	1,25	1,5	1,5	1,75

Poznámka: Hodnoty zatížení uvedené v ČSN dosud v kp byly přepočteny na hodnoty v N pomocí hodnoty 9,81 a zaokrouhleny.

Příloha 3

Olejoznaky kruhové z plastů



ON 02 7488 OLEJOZNAKY KRUHOVÉ Z PLASTŮ

Rozměry v mm

D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	l	l ₁	l ₂	d	d ₁	t
M 24 x 1,5	32	16	22,16	21	3	16	10	4	22	30	2
M 36 x 1,5	45	28	34,16	35	3,5	20	12	6	32	42	2
M 52 x 1,5	63	44	50,16	50	4	24	15	7	50	60	2,5
M 72 x 2	90	62	70,70	75	5	32	20	9	70	79	2,5

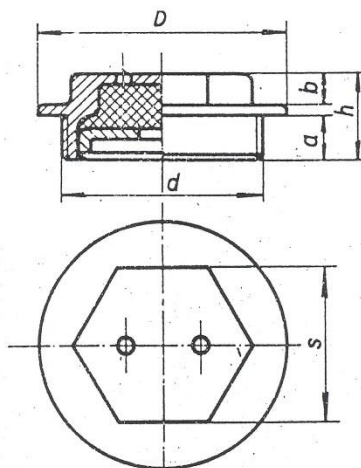
Označení: OLEJOZNAK D ON 02 7488

Např.: OLEJOZNAK M 24 x 1,5 ON 02 7488

Pozn.: Olejoznaky se dodávají s navlečenými těsnicími kroužky

Příloha 4

Odvzdušňovač

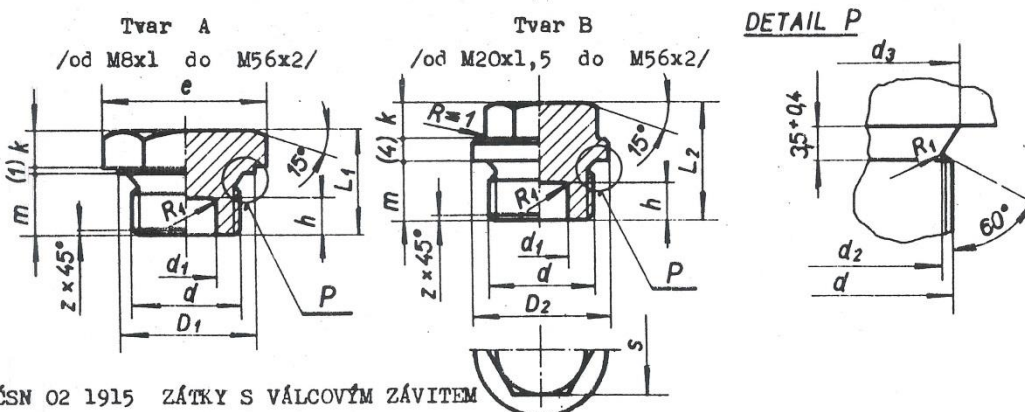


Materiál tělesa: Termoplast

d	s	a	b	D	h
M 16x1,5	10	6,5	5,5	20	14
M 22x1,5	14	10	7	27	19
M 30x1,5	17	12	7	36	22

Příklad označení: Odvzdušňovač 06511 - M 22 x 1,5

Montáž: Zašroubováním do tělesa skříně bez podložky



ČSN 02 1915 ZÁTKY S VÁLCOVÝM ZÁVITEM

Závit d	M 8 x 1	M 10 x 1	M 12 x 1,5	M 16 x 1,5	M 20 x 1,5	M 24 x 1,5	M 30 x 1,5	M 36 x 1,5	M 42 x 1,5	M 48 x 1,5	M 56 x 2
Těsnění ČSN 02 9310	Rozměry d x d ₁ /vnitřní x vnější průměr/; tloušťka tl.										
	8 x 12 tl.= 1	10 x 14 tl.= 1	12 x 16 tl.= 1,5	16 x 20 tl.= 1,5	20 x 26 tl.= 1,5	24 x 30 tl.= 2	30 x 38 tl.= 2	36 x 44 tl.= 2	42 x 49 tl.= 2	48 x 55 tl.= 2	56 x 64 tl.= 2,5
D ₁ + 0,4	12	14	16	20	26	30	38	44	49	55	64
D ₂ h 11	-	-	-	-	26	30	38	45	50	55	65
m ± 0,2	8	8	8	10	10	12	12	12	14	14	18
k ± 0,2	10	10	10	12	12	15	15	15	18	18	22
L ₁	6	6	6	7	7	8	10	10	12	12	15
L ₂	15	15	15	18	18	21	23	23	27	27	34
	17	17	17	20	20	24	26	26	31	31	38
L ₂	-	-	-	-	21	24	26	26	30	30	37
	-	-	-	-	23	27	29	29	34	34	41
h ± 0,2	-	-	-	5,5	7	10	11	12	12	12	18
d ₁ ± 0,2	-	-	-	9,2	11,2	14	20	26	26	30	38
d ₂ - 0,2	6,5	8,5	9,7	13,7	17,7	21,7	27,7	33,7	39,7	45,7	53
d ₃ - 0,5	9	11	13	17	21	25	31	37	43	49	57
z	0,8	0,8	1	1	1	1	1	1	1	1	1,6
s h11	Tvar	12	14	17	22	27	32	41	46	50	55
e ≈	A	13,9	16,2	19,6	25,4	31,2	37	47,3	53,1	57,7	69,3
s h13	Tvar	-	-	-	-	19	22	22	22	24	27
e ≈	B	-	-	-	-	21,9	25,4	25,4	25,4	27,7	31,2
		-	-	-	-	25,4	25,4	25,4	27,7	31,2	37

Závit dle ČSN 01 4013

Zátka s delším závitem jsou určeny do slitin hliníku apod.

Větší délky L₁ a L₂ platí pro zátku s delším závitem.

Příklad označení zátky tvaru A s válcovým závitem M16x1,5 s délkou m=10 mm, s čistým povrchem: ZÁTKA M 16 x 1,5 ČSN 02 1915.11

Příklad označení zátky tvaru A s válcovým závitem M16x1,5 s délkou m=12 mm, s čistým povrchem: ZÁTKA M 16 x 1,5 x 12 ČSN 02 1915.11

Příklad označení zátky tvaru B s válcovým závitem M20x1,5 s délkou m=12 mm, s čistým povrchem: ZÁTKA M 20 x 1,5 x 12 ČSN 02 1915.21

Pozn.: Zátka dodávána bez těsnicích kroužků

Označení těs. kr.: TĚSNICÍ KROUŽEK d x d₁ ČSN 02 9310. ... /dle mat./